Escola Superior de Tecnología i Ciències Experimentals

(Grado en Ingeniería Mecánica)

SISTEMA DE DIRECCIÓN MONOPLAZA FORMULA STUDENT

Vicente Joaquin Castillo Garcés
Francisco Tomas Sánchez Marín
Castellón 6 de noviembre 2017

AGRADECIMIENTOS:

En primer lugar, quiero agradecer a mi familia todo el apoyo que me han brindado durante todos estos años, especialmente a mi mujer Sandra y a mi madre Bienvenida que me han tenido que aguantar en todos los malos momentos que ha habido, que no han sido pocos. Muy especialmente quiero agradecer a mi mujer por su positividad en los peores momentos en los que uno parece perdido y todo le parece un muro vertical insuperable.

También quiero agradecerles por su magnífico trabajo a todos los profesores que desde 1999 he tenido en esta Universidad, a su manera todos han contribuido a lo que soy ahora como persona y han propiciado que hoy pueda presentarles mi trabajo final de grado. En el apartado de profesores, mención especial a mi tutor del trabajo Francisco Tomas Sanchez Marin por su apoyo, por el tiempo que me ha dedicado y por todos los sabios consejos que me ha dado.

Tampoco puedo dejar de agradecer la ayuda de mis compañeros durante la carrera, desde mis compañeros y amigos de la primera promoción, hasta los compañeros, amigos y hermanos de los últimos años con los que he compartido penas y alegrías. Mención especial en este apartado para Balma y para Alex que han estado ayudándome constantemente hasta el día de hoy.

No puedo olvidarme tampoco de mis compañeros de trabajo que desde el año 2001 están luchando conmigo codo con codo contra los incendios forestales, gracias por vuestro apoyo, comprensión y sobre todo por vuestro empeño y dedicación.

Por ultimo también quiero agradecer a unos compañeros muy especiales con los que sin duda he compartido el mejor año y mi mejor experiencia en esta Universidad. Sin ninguna duda, deseo agradecerles de todo corazón a todos los compañeros de UJI Motorsport Research todo lo que han hecho por mí. Especialmente a Ruben y a Luis sin los cuales seguramente hoy no tendría este trabajo terminado.

ÍNDICE GENERAL

MEMORIA:

Índice de la memoria:

Índice de imágenes:

Índice de tablas:

1.- Objeto:

El objeto de este proyecto es el diseño y posterior fabricación de un sistema de dirección eficaz para un monoplaza de competición Formula Student.

2.- Alcance:

De todo el monoplaza 2017 la labor asignada en la que se basa el presente TFG, es trabajar en el desarrollo de un sistema de dirección más pequeño, más ligero y con mucha más precisión que el utilizado en la temporada anterior.

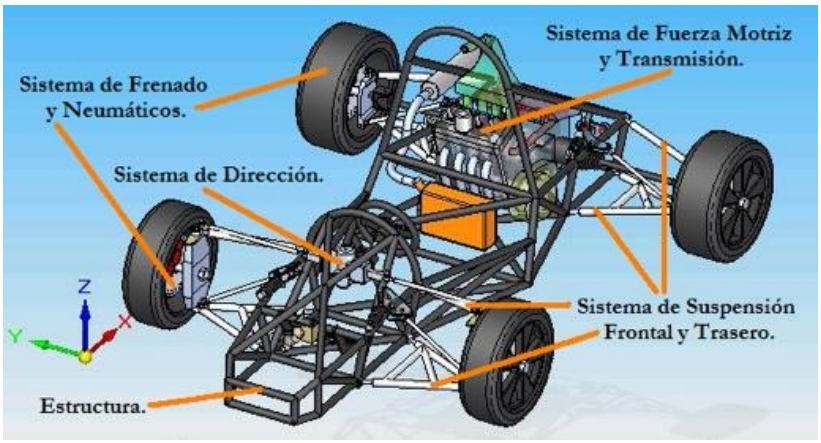


Imagen 1, Sistemas de un monoplaza

El alcance de este TFG es el sistema de dirección del monoplaza 2017 desde la rótula que une la mangueta con la barra de dirección hasta el sistema de extracción rápido del volante.

Se ha decidido que el alcance sea este porque por un lado el volante puede ser intercambiable por otros de características muy dispares y por el otro lado, la mangueta la ha diseñado el departamento de suspensión con el que se ha trabajado codo con codo pero que no es objeto de este TFG.

3.- Antecedentes:

Para situar en contexto este proyecto, es necesario realizar una pequeña introducción del ámbito de aplicación donde se va a desarrollar. Cuál es la historia de la competición, cuál es su objetivo y cuál es la historia del equipo para el cuál se realiza este proyecto.

3.1.- Historia de la Competición:

La Formula Student, también conocida como Formula FSAE, es una competición entre estudiantes de universidades de todo el mundo que promueve la excelencia en ingeniería a través de una competición donde los estudiantes del equipo diseñan, construyen, desarrollan y compiten con un pequeño pero potente monoplaza.

La primera competición empezó a gestarse en 1979 cuando Mark Marshek, docente de la Universidad de Houston, contactara con el Departamento de Relaciones Educativas de la SAE un año antes. El concepto original era una evolución de la BAJA SAE, en la que el tipo de vehículo a construir por los estudiantes es similar a un kart-cross. Sin embargo, esta competición limitaba mucho la libertad (motor proporcionado por la organización sin posibilidad de modificarlo) y la nueva competición debía darles mayor margen para diseñar el monoplaza.

Imagen 2, Monoplaza Kart-cross

Así se llega a 1981, año en que se organiza en la Universidad de Texas en Austin la primera edición de la Formula SAE como se conoce hoy día. En aquella edición, participan 6 equipos y un total de 40 alumnos. Estas competiciones han ido creciendo y actualmente se celebran competiciones en numerosos países como Alemania, Japón, Brasil, Australia, etc. Todas ellas utilizan la misma normativa base original de la Formula SAE y llegan a albergar hasta 200 equipos y más de 2.000 estudiantes. Los resultados de las competiciones son recogidos y puntúan en el ranking mundial.

Imagen 3, Competiciones internacionales

El objeto de la competición es simular una situación real en la cual una empresa de competición contrata a estos ingenieros para desarrollar un prototipo. Se debe también simular su paso a la fabricación en serie y posterior comercialización en mercado. Los compradores hipotéticos de estos vehículos serían corredores amateurs. El coche debe por ello satisfacer unas prestaciones elevadas en aceleración, frenada, y estabilidad, pero también debe ser fácil de mantener, barato, fiable y comercializable. Otros factores como la estética y el confort se valoran igualmente.

Imagen 4, Tipos de pruebas

La normativa es especifica e indica cuando puntúan cada una de las pruebas. La victoria final es para el equipo que mejor logre superar todos estos requisitos. Es decir, el que obtenga mayor valoración global sumando las puntuaciones de todas las pruebas, sacando la mayor puntuación final.

A1.4.1 The dynamic events are scored to determine how well the car performs. Each dynamic event has specified minimum acceptable performance levels that are reflected in the scoring equations.

The following points are possible:

Static Events:		
	Presentation	75
	Engineering Design	150 (may be changed to 200 for 2018)
	Cost Analysis	100
Dynamic Events		
	Acceleration	100
	Skid-Pad	75
	Autocross	125
	Efficiency	100
	Endurance	275 (may be changed to 225 for 2018)
Total Points		1,000

Imagen 5, Puntuación de las pruebas

En España existe ya un número considerable de equipos, figuran en el ranking de la FSAE ocho: la Universidad Politécnica de Madrid, la Universidad Politécnica de Cataluña, la Universidad de Navarra, la Universidad del País Vasco, la Universidad Politécnica de Cartagena, la Universidad Europea de Madrid, la Universidad Politécnica de Valencia y la Universidad de Vigo.

La presencia de equipos españoles es todavía muy discreta en comparación con la de las grandes potencias: Alemania, Japón y Estados Unidos. Pero, la creación de nuevos equipos ha marcado el panorama nacional de los últimos años y la representación española puede crecer considerablemente si en los siguientes años se consolida la edición de la Formula Student Spain en el Circuit de Catalunya

En su séptima edición, 70 equipos de jóvenes ingenieros procedentes de las mejores universidades de 14 países (Alemania, Suiza, Israel, Rumania, República Checa, Italia, Francia, Bélgica, Holanda, Estonia, Polonia, Reino Unido, Austria y España) defenderán sus monoplazas eléctricos y de combustión.

En total la séptima edición congrego a unos 1.750 estudiantes que pusieron a prueba sus conocimientos en distintas pruebas teóricas y prácticas. Tuvieron que demostrar su saber y sus habilidades en el montaje del monoplaza, la planificación económica del mismo e incluso el plan de marketing.

SEAT es el patrocinador principal de la Formula Student Spain desde la primera edición de la competición, patrocina también a dos equipos y aporta una parte importante del personal que hace de juez en la competición, procedente de su Centro Técnico. Para Stefan Ilijevic, responsable de Pre-desarrollo, Patentes e Innovación de SEAT, la Formula Student “es una práctica óptima para un estudiante de ingeniería, ya que el espíritu y los retos de la competición son los mismos que los alumnos van a encontrar en su carrera profesional”.

Imagen 6, Cartel del certamen español 2017

FORMULA STUDENT SPAIN 2017

FINAL ACCEPTED TEAM LIST (1/2)

TEAM NAME	TEAM UNIVERSITY	TEAM COUNTRY	TYPE OF VEHICLE	CAR NUMBER
Rennteam Uni Stuttgart	University of Stuttgart	Germany	Combustion	1
HSNR Racing	Hochschule Niederrhein	Germany	Combustion	4
Ka-Raceing Combustion	KIT	Germany	Combustion	7
Infinity-Racing	UAS Kempten	Germany	Combustion	9
UJI Motorsport	Universistat Jaume I	Spain	Combustion	12
UVigo Motorsport	Universidade de Vigo	Spain	Combustion	14
UdG Racing Team	Universitat de Girona	Spain	Combustion	15
Team Hare	University of Huddersfield	United Kingdom	Combustion	17
Sapienza Corse	Università di Roma "La Sapienza"	Italy	Combustion	19
Dynamics UPC Manresa	UPC Manresa (EPSEM)	Spain	Combustion	25
TUfast Racing Team	TU Munich	Germany	Combustion	31
CTU CarTech	CTu Prague	Czech republic	Combustion	33
MoRe Modena Racing	Università degli Studi di Modena e Reggio Emilia	Italy	Combustion	37
Einstein Motorsport	UAS Ulm	Germany	Combustion	44
High Octanes Motorsports e.V.	University of Erlangen- Nürnberg	Germany	Combustion	49
TUG Racing Team	Graz University of Technology	Austria	Combustion	53
Metz Racing Team	ENIM	France	Combustion	57
Dynamics e.V.	OTH Regensburg	Germany	Combustion	62
Aixtreme Racing	FH Aachen	Germany	Combustion	63
HAWKS Racing	HAW Hamburg	Germany	Combustion	69
CAT - Racing	Hochschule für angewandte Wissenschaften Coburg	Germany	Combustion	70
Vilanova Formula Team	UPC Vilanova	Spain	Combustion	80
Formula UEM	Universidad Europea de Madrid	Spain	Combustion	83
UniBo Motorsport	Alma Mater Studiorum - Università di Bologna	Italy	Combustion	88
Rennstall Esslingen	UAS Esslingen	Germany	Combustion	94
FSUPV Team	Universitat Politècnica de València	Spain	Combustion	95
Fórmula URJC	Rey Juan Carlos University	Spain	Combustion	96
Highspeed Karlsruhe	UAS Karlsruhe	Germany	Combustion	99
BlueStreamline	Transilvania University Brasov	Romania	Combustion	111
AGH Racing Team	AGH University	Poland	Combustion	117
ARUS Andalucía Racing	University of Seville	Spain	Combustion	211
Scuderia Mensa	UaS RheinMain	Germany	Combustion	265
MRacing	University of Michigan – Ann Arbor	USA	Combustion	313
Tecnun Motorsport	Tecnun - Universidad de Navarra	Spain	Combustion	321
Formula UC3M	Universidad Carlos III de Madrid	Spain	Combustion	373

TEAM NAME	TEAM UNIVERSITY	TEAM COUNTRY	TYPE OF VEHICLE	CAR NUMBER
Elbflorace Formula Student Team TU Dresden e.V.	Elbflorace Formula Student Team TU Dresden e.V. Technische Universität Dresden	Germany	Electric	E018
Bern Formula Student	Bern University of Applied Sciences	Switzerland	Electric	E107
Global Formula Racing	DHBW Ravensburg	Germany	Electric	E123
munichmotorsport	University of applied science munich	Germany	Electric	E13
Squadra Corse	Politecnico di Torino	Italy	Electric	E146
DHBW Engineering Stuttgart e.V.	DHBW Stuttgart	Germany	Electric	E17
Ka-Raceing Electric	Karlsruhe Institute of Technology	Germany	Electric	E27
Sapienza Fast Charge	Sapienza	Italy	Electric	E23
GreenTeam Uni Stuttgart e.V.	University of Stuttgart	Germany	Electric	E26
TUfast Racing Team e-Technology	Technische Universität München	Germany	Electric	E31
AMZ Racing Team	ETH Zürich	Switzerland	Electric	E33
University Racing Eindhoven	Eindhoven University of Technology	The Netherlands	Electric	E40
TUW-Racing	Technische Universität Wie	Austria	Electric	E41
TU Darmstadt Racing Team e.V.	TU Darmstadt	Germany	Electric	E42
UPC ecoRacing	ESEIAAT	Spain	Electric	E43
Fast Forest	Deggendorf IT	Germany	Electric	E44
eMotorsportsCologne	TH Koeln	Germany	Electric	E46
Formula Student Bizkaia	University of the Basque Country	Spain	Electric	E48
Projecto FST Novabase	University of Lisbon	Portugal	Electric	E50
Raceyard	UAS Kiel	Germany	Electric	E53
ETSEIB Motorsport	ETSEIB UPC Barcelona	Spain	Electric	E54
Tecnun SEED Racing	Tecnun	Spain	Electric	E59
Rhein-Waal Racing	Rhine-Waal University of Applied Sciences	Germany	Electric	E6
Revolve NTNU	Norwegian University of Science and Technology	Norway	Electric	E63
Kaiserslautern Racing Team	TU Kaiserslautern	Germany	Electric	E64
E-Team Duisburg-Essen e.V.	Universität Duisburg-Essen	Germany	Electric	E666
Ignition Racing Team electric	University of Applied Sciences Osnabrück	Germany	Electric	E67
HorsePower Hannover e.V.	Leibniz Universität Hannover	Germany	Electric	E71
Racetech Racing Team TU Bergakademie Freiberg e.V.	Technische Universität Freiberg	Germany	Electric	E76
e-Tech Racing	EEBE UPC	Spain	Electric	E79
Formula Student Team Delft	Delft University of Technology	The Netherlands	Electric	E85
WHZ Racing Team	UAS Zwickau	Germany	Electric	E96

Tabla 1, Listado de admitidos FSAE Spain 2017

Desde que empezó esta competición en Estados Unidos el año 1981, ha aumentado el número de soluciones tecnológicas halladas por estudiantes que posteriormente se han llevado al mercado. Entre las que destacan, la forma de aligerar los vehículos para que adquieran más velocidad en menos tiempo, la manera de otorgarles más estabilidad a los mismos, así como la mejora de la eficiencia en motores de gasolina y eléctricos.

Durante los primeros dos días de cualquier certamen se realizan la inspección técnica y las pruebas teóricas (Cost Report, Design Report, Business Presentation). Al tercer día se llevan a cabo las pruebas dinámicas (Acceleration, Skid-Pad, Autocross) y en el cuarto día tiene lugar la prueba de resistencia (Endurance).

Año tras año, la participación en estos certámenes ha ido aumentando, tanto que ahora se establecen ya cupos límite para los equipos extranjeros y se establecen exámenes pre-clasificatorios para todos los certámenes internacionales.

3.2.- Historia del equipo de la UJI:

Como se ha dicho en el punto anterior, Formula Student (FSAE) es la competición estudiantil de motor más importante del mundo. Avalada por grandes ingenieros y empresas como Bosch, Jaguar o Mercedes Benz, la competición ayuda a jóvenes ingenieros a innovar y formarse en el mundo del automovilismo desde hace más de 30 años.

La prueba crea el escenario ideal para que 200 equipos de más de 30 países demuestren y evalúen sus capacidades para ofrecer un producto complejo e integrado en el exigente entorno de una competición automovilística. Así como dar visibilidad a los estudiantes, ya que empresas del sector apuestan por jóvenes talentos de la competición.

La competición emula las fases por las que debe pasar un equipo de ingenieros que ha de desarrollar desde cero un prototipo que sea eficaz en competiciones, y viable económicamente.

UJI Motorsport FS Team es un equipo de Formula Student que nace a principios de 2015 a partir de la asociación sin ánimo de lucro denominada UJI Motorsport Research.

Imagen 7, Monoplaza UJI Motorsport 2017

Un sueño hecho realidad por 30 estudiantes de diferentes titulaciones de la Universidad Jaume I de Castellón. Muchos de ellos pertenecientes a los grados de ingeniería, aunque también cuenta con alumnos de administración de empresas, marketing o economía entre otros. Todos ellos con algo en común: pasión por la automoción.

Una parte del equipo está formada por estudiantes de ingeniería mecánica, eléctrica, informática, industrial, tecnologías industriales, diseño industrial. Así mismo contamos con estudiantes de máster en diseño y fabricación, e ingeniería industrial.

La otra parte del equipo la forman los estudiantes de los grados de turismo, administración de empresas y comunicación. Tienen en sus manos varias tareas de vital importancia para el proyecto, la creación de campañas para conseguir financiación y la elaboración de un plan de negocio donde hay que probar que la producción en serie del monoplaza que construyamos es viable y atractiva económicamente para los usuarios

Cada miembro pertenece a uno o varios departamentos de trabajo donde pondrá a prueba sus conocimientos, sus habilidades para trabajar en equipo y aptitudes para adaptarse ante cualquier situación imprevista que pueda presentarse en la construcción del monoplaza o durante la competición inclusive.

Esta combinación de grados nos dota de más eficacia y precisión para abarcar con éxito las áreas del proyecto donde se requieren temas de contabilidad y comunicación.

Imagen 8, Áreas del proyecto

Un equipo de carreras es una empresa multidisciplinar que, aunque su marco principal se engloba en el desarrollo tecnológico y las carreras, también se precisan de otras áreas para que la empresa funcione, marketing, logística, administración, etc…

Mediante el proyecto de Formula Student, la asociación UJI Motorsport Research pretende promover la excelencia en la ingeniería dentro de la Universidad Jaume I.

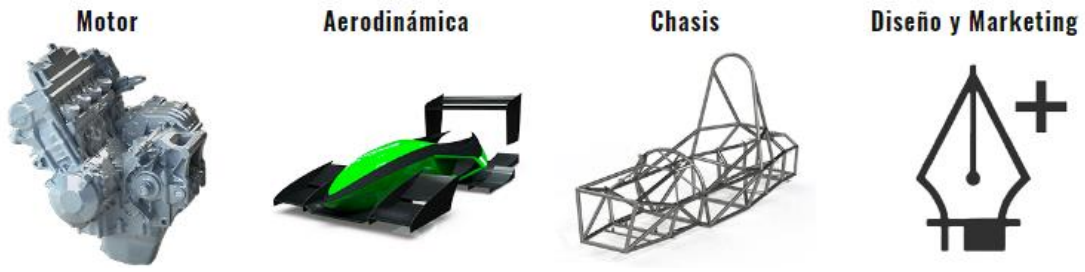


Imagen 9, Departamentos del equipo

La principal finalidad a corto plazo es la de participar en la competición internacional de Formula Student, diseñando y fabricando su propio monoplaza. La asociación crea un precedente en la universidad, la cual carece de departamento de automóviles o aerodinámica. A medio plazo se pretende instaurar un pequeño departamento dedicado a la investigación en automóviles, en especial a los de competición.

El automovilismo de competición es un sector de alta exigencia. Desde el equipo se trata de promover y contagiar la pasión dentro de la Universidad, además de que los futuros ingenieros completen su formación de cara al mercado laboral.

Para este año próximo, el objetivo es mejorar el monoplaza para competir en diferentes circuitos europeos al mismo nivel que los mejores equipos. Con tan sólo dos años de vida, el equipo ha llegado a la prueba en Rusia, en Hungría y dos veces a la prueba nacional en Montmeló, donde se midió con grandes universidades europeas.

En UJI Motorsport FS Team se diseña íntegramente todos los componentes del monoplaza, previamente estudiados y simulados para comprobar su eficacia.

Los componentes del UFS-01 y del UFS-02 se fabricaron tanto en las instalaciones de la Universitat Jaume I como en empresas que apoyan el proyecto. De la misma forma se va a proceder con el UFS-03 y posteriores.

Imagen 10, Foto final de temporada 2017

Realizar el trabajo final de grado (TFG) dentro del equipo de Fórmula Student de la UJI, no es exactamente igual que realizar el TFG con una empresa convencional. En el equipo de Fórmula Student básicamente la actividad es construir un prototipo, con pocas piezas estandarizadas y con una finalidad muy específica. Por lo que el proyecto será único y posiblemente lleno de modificaciones desde su idea inicial hasta el ensamblaje y desarrollo final.

Un monoplaza de Formula Student es un prototipo compuesto por numerosas partes, algunas son de fabricación estándar, pero la mayoría son específicas, de hecho, la mayoría de partes ensambladas son diseñadas específicamente para el monoplaza y la temporada en cuestión.

Los equipos con más experiencia pueden seguir una evolución en sus vehículos en virtud de sus conocimientos adquiridos en temporadas anteriores. UJI motorsport solo cuenta con dos años de experiencia por lo que la mayoría de partes y desarrollos con completamente nuevos y todavía tienen que probarse en test y competición.

En la temporada 2016 se utilizó una cremallera de dirección comercial, y que su diseño obedece a las necesidades de un KART CROSS que es un monoplaza que compite en carreras todoterreno por lo que la robustez es una de las necesidades básicas que no coincide con la característica principal que debe tener un sistema para un Formula FSAE.

3.3.- Sistema de dirección previo:

Entrando ya en materia, se va a realizar una breve descripción técnica de sistema de dirección del que se disponía en 2016 y cuales han sido los problemas que se ha dejado corregir.

Imagen 11, Dirección 2016

Para poder diseñar una nueva dirección para el monoplaza 2017, ha sido necesario practicar algo de ingeniería inversa, montando y desmontando la cremallera del coche de 2016 y conocer los elementos auxiliares que serían necesarios para el diseño de la nueva.

Características básicas del sistema de dirección 2016:

- Peso: 3 kg
- Materiales: Acero, Aluminio y casquillos en bronce auto-lubricado.
- Angulo de giro de volante: 900°
- Transmisión entre ejes: juntas cardan

Imagen 12, Junta universal "cardan"

La junta Cardan es utilizada para transmitir el movimiento entre dos árboles de ejes concurrentes; el ángulo entre los ejes puede variar durante el funcionamiento, pero no puede superar los 45°, ya que se rompería la junta.

Fue inventada por Cardan, quien en el siglo XVI la propuso para las brújulas de los buques. Se compone esencialmente de dos horquillas metidas en sus respectivos árboles y unidas entre sí por una cruceta intermedia. En los países de habla inglesa se le denomina también junta de Hooke.

En los automóviles, se usa generalmente para transmitir el movimiento desde el grupo motor-cambio, delantero, al puente trasero por conducto del árbol de transmisión. Una aplicación análoga se realiza en algunos coches con ruedas motrices independientes para transmitir el movimiento desde el diferencial, fijado a la carrocería, a las ruedas, a través de los semiejes. Otras aplicaciones se tienen en las columnas de la dirección, articuladas para mayor seguridad, y en los mandos del cambio en los coches de competición

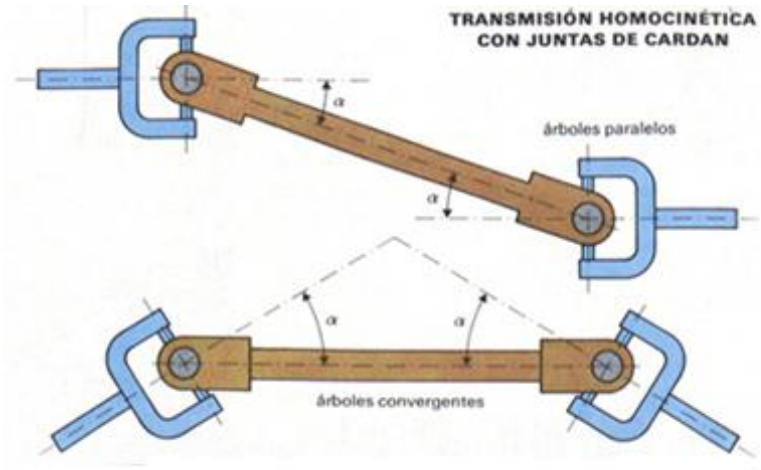


Imagen 13, Transmisión por Cardan

La junta de Cardan tiene la particularidad de no transmitir el movimiento de modo uniforme: no es homocinética. En efecto, la relación entre las velocidades angulares de los 2 árboles tiene un valor medio igual a la unidad en media revolución, pero su valor instantáneo varía durante ese período. La irregularidad periódica i de la transmisión es la diferencia entre el mínimo y el máximo de ese valor instantáneo.

La irregularidad aumenta rápidamente con el valor del ángulo formado por un árbol y la prolongación del otro. Por este motivo la junta de Cardan no se usa casi nunca en los semiejes de los coches de tracción delantera, donde los ángulos formados por las ruedas giradas son importantes y la irregularidad consiguiente provoca esfuerzos perjudiciales en todos los órganos de la dirección.

En 2017 uno de los condicionantes es utilizar un sistema de engranajes cónicos para transmitir el giro del volante a la cremallera. Se considera que con los engranajes es posible eliminar el gran juego que se generaba con los cardan en 2016 además de añadir una relación de ajuste para optimizar el desplazamiento de la cremallera.

El nuevo sistema de dirección constituirá un sistema de partida para posteriores evoluciones año tras año. Se puede asegurar que el sistema de 2017 será mejor que el de 2016 pero también se puede afirmar que será peor que el de 2018 ya que año tras año se irán resolviendo problemas de tanto de diseño como de fabricación.

4.- Normas y referencias:

Para la elaboración del sistema de dirección del monoplaza 2017 se han tenido que atender las reglas de la competición en la se va a participar, estas vienen especificadas en un documento de 195 páginas.

La normativa de la competición es publica por lo que puede ser descargada directamente desde la página de la competición. En el apartado de bibliografía se indicará el enlace.

Las normas de la Fórmula SAE están establecidas para ciclos de dos años. Solo se realizarán cambios importantes en los años pares. La normativa aplicada regirá para los años 2017-2018, sin embargo, si los organizadores de Fórmula SAE y el Comité de reglas requieren hacer un cambio cada año tienen la autoridad para hacerlo.

Es responsabilidad de los equipos participantes, leer y aplicar completamente las reglas y no asumir que los artículos de los años anteriores siguen siendo válidos.

Para dar a los equipos máxima flexibilidad en el diseño y libertad para expresar su creatividad e imaginación hay muy pocas restricciones en el diseño general del vehículo. El reto para los equipos es diseñar un vehículo que pueda competir satisfactoriamente en todos los eventos descritos en las reglas de Fórmula SAE. La competencia en si misma ofrece la oportunidad de demostrar y probar tanto su creatividad como sus habilidades en ingeniería en comparación con otras universidades alrededor del mundo.

2017-18 Formula SAE® Rules
Table of Contents

 2017-18 Formula SAE® Rules – September 2, 2016 Rev A

Imagen 14, Captura del inicio de la normativa

4.1.- Normas aplicadas:

Para mejorar la compresión, en este apartado se van a adjuntar, traducidas, las 10 normas que afectan al sistema de dirección:

ARTICULO 6: NORMAS GENERALES DEL CHASIS

T6.5 DIRECCIÓN

T6.5.1 *El volante debe estar conectado mecánicamente a las ruedas delanteras, es decir, está prohibida la dirección accionada eléctricamente en las ruedas delanteras.*

T6.5.2 *El sistema de dirección debe tener topes que impidan que las articulaciones de la dirección se bloqueen (la inversión de un enlace de cuatro barras en uno de los pivotes). Los topes pueden colocarse sobre los montantes o en la cremallera y debe evitar que los neumáticos entren en contacto con la suspensión, el cuerpo o los miembros del bastidor durante los eventos dinámicos en la pista.*

T6.5.3 *El juego total del sistema de dirección permitido está limitado a siete grados (7 °) medido en el volante.*

T6.5.4 *El volante debe estar conectado a la columna de dirección con un sistema de desconexión rápida. El conductor debe poder accionar el sistema de desconexión rápida mientras está en la posición de conducción normal con los guantes puestos.*

T6.5.5 *La dirección de la rueda trasera, que puede accionarse eléctricamente, está permitida, pero sólo con los topes mecánicos limitan el rango de movimiento angular de las ruedas traseras a un máximo de seis grados (6 °). Esto debe ser demostrado con un conductor en el coche y el equipo debe proporcionar los medios para comprobar dicho ángulo de dirección durante la inspección técnica.*

T6.5.6 *El volante debe tener un perímetro continuo que esté cerca de circular o cerca de oval, es decir, el exterior del perfil perimetral puede tener algunas secciones rectas, pero sin secciones cóncavas. "H", recortar el volante no está permitido.*

Imagen 15, Volante ilegal

T6.5.7 *En cualquier posición angular, la parte superior del volante no debe estar más alta que la superficie más el arco delantero. Vea la Figura 3.*

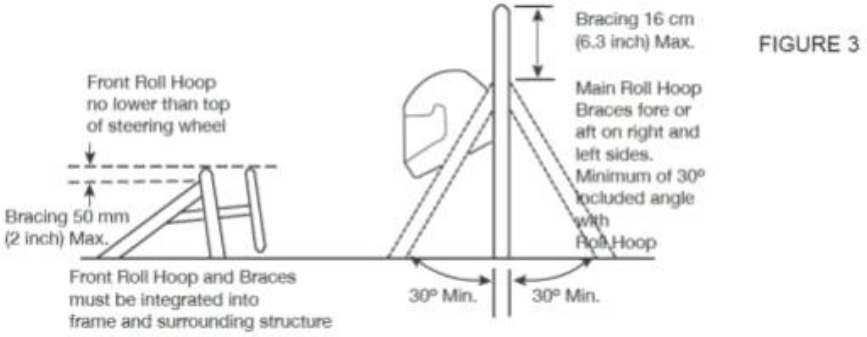


Imagen 16, Posición del volante

T6.5.8 *Los sistemas de dirección que utilizan cables para el accionamiento no están prohibidos por la norma T6.5.1, pero se deberá presentar documentación adicional. El equipo debe presentar un análisis de efectos y modos de fallo con los detalles del sistema propuesto como parte de la hoja de cálculo de equivalencia estructural (SES) o como parte del formulario de requisitos estructurales (SRCF). En el informe debe aparecer el análisis que se ha hecho para demostrar que el sistema de dirección funcionará correctamente, los posibles modos de fallo y los efectos de cada modo de fallo, así como las soluciones adoptadas para la mitigación de los modos de fallo. El comité organizador revisará la documentación e informara al equipo si el diseño es aprobado. si no se aprueba, se deberá utilizar una dirección no basada en cable.*

T6.5.9 *La cremallera de dirección debe estar fijada mecánicamente al bastidor; si se utilizan elementos de fijación, deben estar conforme a la regla T11.2.*

T6.5.10 *Las uniones entre todos los componentes existentes entre el volante y la cremallera deben ser mecánicas y estar visibles en la inspección técnica. No se permiten uniones sin un seguro mecánico.*

ARTICULO 11: TORNILLERÍA

T11.2 TORNILLERÍA DE SEGURIDAD

T11.2.1 *Todos los tornillos, tuercas y otros elementos de fijación críticos en la dirección, el frenado, el arnés del conductor y la suspensión, deben asegurarse contra aflojamiento involuntario mediante el uso de mecanismos de bloqueo positivo.*

Se debe considerar acerca de los mecanismos de bloqueo Positivo:

a) Los Inspectores Técnicos y los miembros del equipo deben poder ver que el dispositivo / sistema está en lugar que le corresponde, es decir, es visible.
b) El "mecanismo de bloqueo positivo" no se debe basar únicamente en la fuerza de sujeción para aplicar el "bloqueo" o anti-vibración característica. En otras palabras, si se afloja un poco, todavía impide que la tuerca o perno se salgan al estar completamente sueltos.

Los mecanismos de bloqueo positivo incluyen:

a) Cableado de seguridad correctamente instalado.
b) Pasadores
c) Tuercas de seguridad de nylon (Excepto en lugares de alta temperatura donde el nylon podría fallar aproximadamente a 80 grados centígrados o más).
d) Tuercas de bloqueo de par.

Arandelas de bloqueo, pernos con parches de nylon y compuestos de bloqueo de hilos, pegamento tipo Loctite®, no cumplen el requisito de bloqueo positivo.

T11.2.2 *Debe haber un mínimo de dos (2) pasos de roscas que sobresalgan de cualquier tuerca de seguridad una vez apretada.*

T11.2.3 *Todos las rotulas esféricas y cojinetes esféricos en la dirección o suspensión deben estar doble asegurados o capturados con una cabeza de tornillo / perno o arandela con un diámetro exterior más grande que el diámetro interior del cojinete esférico.*

T11.2.4 *Los extremos de tirantes ajustables deben estar sujetos con una contratuerca para evitar el aflojamiento.*

ARTICLE 6: GENERAL CHASSIS RULES

T6.5 Steering

T6.5.1 The steering wheel must be mechanically connected to the front wheels, i.e. "steer-by-wire" or electrically actuated steering of the front wheels, is prohibited.

T6.5.2 The steering system must have positive steering stops that prevent the steering linkages from locking up (the inversion of a four-bar linkage at one of the pivots). The stops may be placed on the uprights or on the rack and must prevent the tires from contacting suspension, body, or frame members during the track events.

T6.5.3 Allowable steering system free play is limited to seven degrees (7°) total measured at the steering wheel.

T6.5.4 The steering wheel must be attached to the column with a quick disconnect. The driver must be able to operate the quick disconnect while in the normal driving position with gloves on.

T6.5.5 Rear wheel steering, which may be electrically actuated, is permitted but only if mechanical stops limit the range of angular movement of the rear wheels to a maximum of six degrees (6°). This must be demonstrated with a driver in the car and the team must provide the facility for the steering angle range to be verified at Technical Inspection.

T6.5.6 The steering wheel must have a continuous perimeter that is near circular or near oval, i.e. the outer perimeter profile may have some straight sections, but no concave sections. "H", "Figure 8", or cutout wheels are not allowed.

T6.5.7 In any angular position, the top of the steering wheel must be no higher than the top-most surface of the Front Hoop. See Figure 3.

T6.5.8 Steering systems using cables for actuation are not prohibited by T6.5.1 but additional documentation must be submitted. The team must submit a failure modes and effects analysis report with design details of the proposed system as part of the structural equivalency spreadsheet (SES) or structural requirements certification form (SRCF). The report must outline the analysis that was done to show the steering system will function properly, potential failure modes and the effects of each failure mode and finally failure mitigation strategies used by the team. The organizing committee will review the submission and advise the team if the design is approved. If not approved, a non-cable based steering system must be used instead.

T6.5.9 The steering rack must be mechanically attached to the frame; if fasteners are used they must be compliant with Rule T11.2.

T6.5.10 Joints between all components attaching the steering wheel to the steering rack must be mechanical and be visible at Tech Inspection. Bonded joints without a mechanical backup are not permitted.

Tabla 2, Articulo 6 de la normativa

ARTICLE 11: FASTENERS

T11.2 Securing Fasteners

T11.2.1 All critical bolt, nuts, and other fasteners on the steering, braking, driver's harness, and suspension must be secured from unintentional loosening by the use of positive locking mechanisms. Positive locking mechanisms are defined as those that:

a. The Technical Inspectors (and the team members) are able to see that the device/system is in place, i.e. it is visible.
b. The "positive locking mechanism" does not rely on the clamping force to apply the "locking" or anti-vibration feature. In other words, if it loosens a bit, it still prevents the nut or bolt coming completely loose.

Positive locking mechanisms include:

a. Correctly installed safety wiring
b. Cotter pins
c. Nylon lock nuts (Except in high temperature locations where nylon could fail approximately 80 degrees Celsius or above)
d. Prevailing torque lock nuts

Lock washers, bolts with nylon patches and thread locking compounds, e.g. Loctite®, DO NOT meet the positive locking requirement.

T11.2.2 There must be a minimum of two (2) full threads projecting from any lock nut.

T11.2.3 All spherical rod ends and spherical bearings on the steering or suspension must be in double shear or captured by having a screw/bolt head or washer with an O.D. that is larger than spherical bearing housing I.D.

T11.2.4 Adjustable tie-rod ends must be constrained with a jam nut to prevent loosening.

 04 2017-18 Formula SAE® Rules – September 2, 2016 Rev A

Tabla 3, Articulo 11 de la normativa

5.- Programas de cálculo:

Los programas informáticos utilizados han sido por orden de importancia SolidWorks, Excel y Autocad.

5.1.- SOLIDWORKS:

SolidWorks es un software CAD (diseño asistido por ordenador) para modelado mecánico en 3D, desarrollado en la actualidad por SolidWorks Corp., una filial de Dassault Systèmes, S.A., para el sistema operativo Microsoft Windows. Su primera versión fue lanzada al mercado en 1995 con el propósito de hacer la tecnología CAD más accesible.

El programa permite modelar piezas y conjuntos y extraer de ellos tanto planos técnicos como otro tipo de información necesaria para la producción. Es un programa que funciona con base en las nuevas técnicas de modelado con sistemas CAD. El proceso consiste en traspasar la idea mental del diseñador al sistema CAD, "construyendo virtualmente" la pieza o conjunto. Posteriormente todas las extracciones (planos y ficheros de intercambio) se realizan de manera bastante automatizada.

Se puede someter los diseños a las condiciones del mundo real para aumentar la calidad de los productos mientras se reducen los costes de las pruebas y los prototipos reales.

También se puede evaluar el rendimiento de forma eficiente, mejorar la calidad y fomentar la innovación de los productos gracias al exhaustivo y eficaz conjunto de paquetes de Solidworks Simulation. Se pueden configurar entornos reales para probar el diseño del producto antes de su fabricación, realizando pruebas con una amplia gama de parámetros durante el proceso de diseño, como la duración, la respuesta estática y dinámica, el movimiento del ensamblaje, la transferencia de calor, la dinámica de fluidos y el moldeo por inyección de plástico.

5.2.- EXCEL:

Excel es un programa diseñado por la empresa Microsoft, destinado a la creación, modificación y manejo de hojas de cálculo. Se trata de un programa diseñado para trabajos de oficina, en especial en lo tocante al ámbito de la administración y contabilidad, aunque gracias a la gran gama de funciones y herramientas que posee, es útil para muchos otros campos, como la ingeniería y demás.

Posee una gran gama de herramientas que facilitan la creación y modificación de las hojas de cálculo, haciendo el trabajo más eficiente y fácil, es el caso de herramientas como la autosuma, que acorta el tiempo de las operaciones de contabilidad, el uso de celdas para la inserción de los datos, permitiendo que estos queden ordenados, herramientas de formato, que permiten alinear los datos, cambiar el tipo de fuente o letra, así como cambiar el color dela misma o el tamaño que esta posean. Además, cuenta con una amplia variedad de plantillas preestablecidas, que nos facilitan la realización del trabajo, evitando que hacer todo el trabajo desde “cero”, con lo que se pueden hacer rápidamente facturas, horarios de estudio, clasificaciones de mercancías, etc.

Microsoft Excel sirve para:

- La elaboración de tablas
- La creación de graficas
- Hacer operaciones matemáticas.

5.3.- AUTOCAD:

Autocad es un programa de dibujo técnico desarrollado por Autodesk para el uso de ingenieros, técnicos y otros profesionales de carreras de diseño.

Autocad es un programa, como su nombre lo dice, para diseñar, CAD significa Computer Aid Design, en el que se puede realizar todo tipo de diseños técnicos, muy útil para ingenieros, arquitectos, etc, pudiendo crear diseños de todo tipo en 2d y 3d, planos, objetos, cortes de objetos, etc.

Al igual que otros programas de Diseño Asistido por Ordenador (DAO), AutoCAD gestiona una base de datos de entidades geométricas (puntos, líneas, arcos, etc) con la que se puede operar a través de una pantalla gráfica en la que se muestran éstas, el llamado editor de dibujo. La interacción del usuario se realiza a través de comandos, de edición o dibujo, desde la línea de órdenes, a la que el programa está fundamentalmente orientado. Las versiones modernas del programa permiten la introducción de éstas mediante una interfaz gráfica de usuario que automatiza el proceso.

Como todos los programas de DAO, procesa imágenes de tipo vectorial, aunque admite incorporar archivos de tipo fotográfico o mapa de bits, donde se dibujan figuras básicas o primitivas (líneas, arcos, rectángulos, textos, etc.), y mediante herramientas de edición se crean gráficos más complejos. El programa permite organizar los objetos por medio de capas o estratos, ordenando el dibujo en partes independientes con diferente color y grafismo. El dibujo de objetos seriados se gestiona mediante el uso de bloques, posibilitando la definición y modificación única de múltiples objetos repetidos.

Las aplicaciones del programa son múltiples, desde proyectos y presentaciones de ingeniería, hasta diseño de planos o maquetas de arquitectura.

6.- Bibliografía:

6.1.- Libros:

- Allan Staniforth, (1999), Competition car suspension: Haynes Publishing.
- Carroll Smith, (1998), Engineer in your pocket: SAE International.
- Derek Seward, (2014), Race car design: Palgrave.
- Fernando Montaño La Cruz, (2016), Autocad 2017: Ediciones Anaya Multimedia.
- Sergio Gómez González, (2015), El gran libro del Solidworks: Marcombo ediciones técnicas.
- William F. Milliken, Douglas L. Milliken, (1995), Race Car Vehicle Dynamics: SAE International.
- Peter Wright, (2001), Formula 1 technology: SAE International.

6.2.- Páginas web:

- ametric.com, 2016.
- Antonio Pulido, aprendemostecnologia.org, 2009.
- Calixto García, zonagravedad.com, 2005.
- Dani Meganeboy, aficionadosalamecanica.net, 2014.
- formulastudent.es, 2016.
- fsaeonline.com, 2016.
- khkgears.co.jp, 2015.
- opac.net, 2016.
- quaife.co.uk, 2017.
- lindis.com, 2016.
- Manuel Torres Búa, edu.xunta.es, 2014
- skf.com, 2016.
- sfifoundation.com, 2017.

7.- Requisitos de diseño:

Como resultado del proyecto debe quedar un sistema de dirección que satisfaga todos los objetivos marcados, que quede listo para ser ensamblado y montado en el monoplaza 2017 para las dos pruebas en que debe participar durante este verano.

Los requisitos que planteamos al principio del diseño son los siguientes:

1- Diseño completo del sistema, optimizando el radio de giro, los ángulos, el Ackerman y el "Bump steer" que necesitamos para que el coche tenga un comportamiento equilibrado y neutro.
2- En un monoplaza de carreras se busca una respuesta rápida de la dirección con mucha precisión. Por ese motivo se optará por eliminar los cardan de la columna de la dirección y se emplearan engranajes cónicos.
3- Un monoplaza de carreras no necesita tanto ángulo de giro como un coche normal, se buscará un giro máximo del volante de 150°, con el cual se puedan realizar giros de radio muy pequeño.
4- El peso siempre es muy importante en un monoplaza de carreras, se diseña el sistema en materiales ligeros como aluminio y fibra de carbono, reservando el acero para los elementos con las mayores cargas.
5- Otro objetivo esencial, es que al disponer de un presupuesto muy ajustado para todo el monoplaza, el sistema de dirección debe resultar lo más económico posible.

Fundamentalmente se van a estudiar los tirantes de la dirección, dos ejes que conformarán la columna de la dirección, el sistema piñón-cremallera de la dirección, un juego de engranajes cónicos que serán los encargados de transmitir el par de giro entre dos ejes que se encuentran posicionados de forma perpendicular. Además de todos estos elementos también se van a estudiar las fijaciones de los elementos a la columna de la dirección y los rodamientos necesarios, así como las carcasas donde todo va ensamblado.

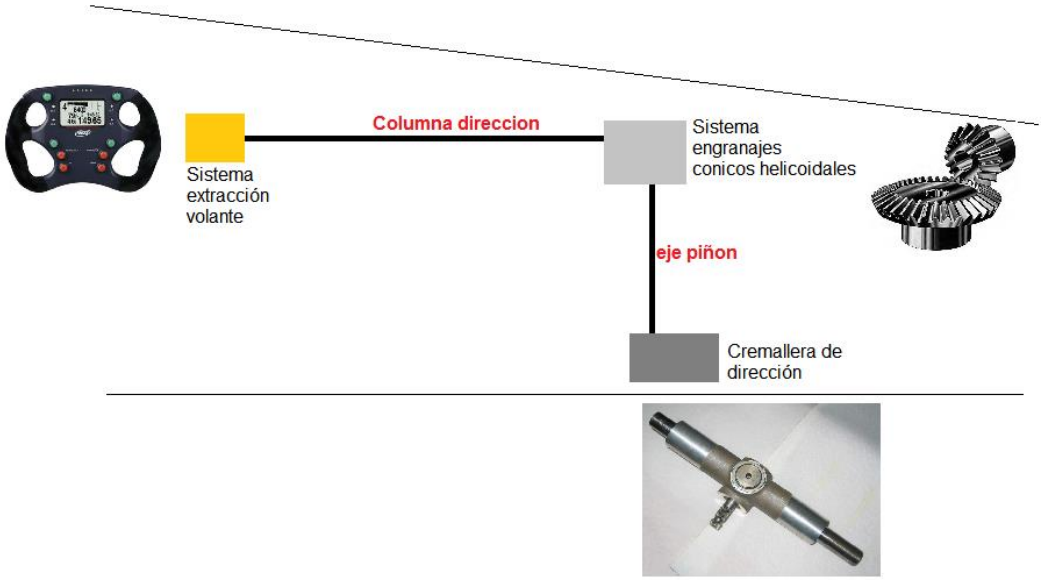


Imagen 17, Esquema del sistema

7.1.- Radio mínimo de giro:

Evaluamos el giro en las curvas más cerradas, para ello tomamos como ejemplo una curva en horquilla de 180º en plena recta del Circuit de Catalunya (Montmeló). Curva empleada en el circuito "endurance" de 2016.

$$R_{montmelo} = \frac{12{,}89}{2} = 6{,}445\ m$$

Decidimos restar un metro y medio más como anchura del monoplaza, pensando en una curva extremadamente cerrada como las de la temporada 2016.

$$R_{calculo} = 6{,}445 - 1{,}5\ = 4{,}95\ m > R_{mínimo}$$

Realizando el cálculo con SolidWorks para nuestra geometría de suspensión, tenemos que el desplazamiento de cremallera será el siguiente:

$$R_{mínimo} = 4{,}7\ m \qquad \rightarrow \qquad Desplazamiento\ máximo\ Cremallera \approx 40\ mm$$

7.2.- SKIDPAD:

Mediante SolidWorks optimizamos la geometría de dirección y suspensión para que el giro más cómodo del coche se corresponda con la prueba del 8, del SKIDPAD.

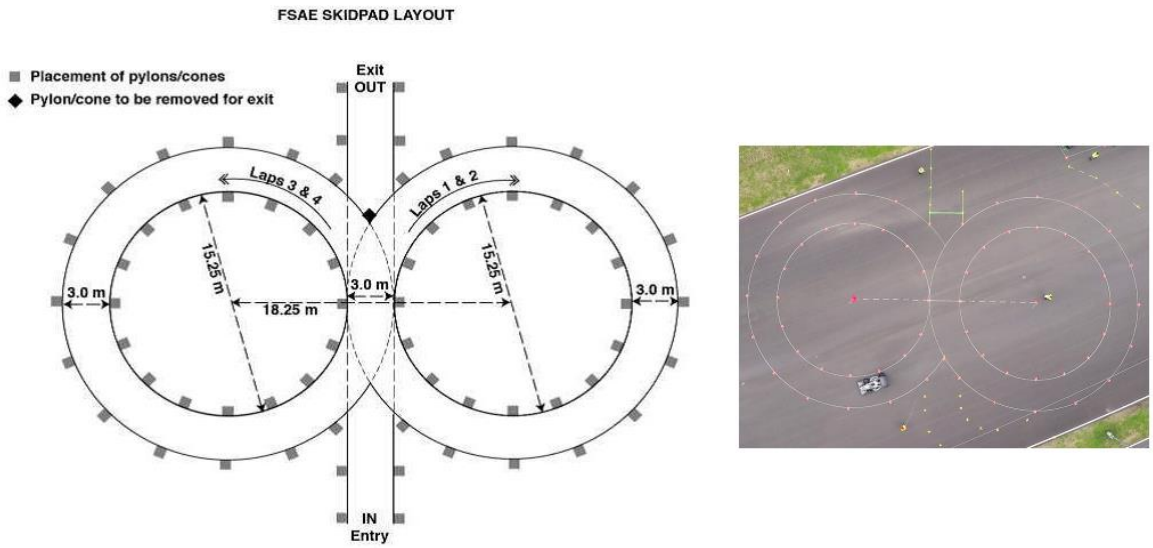


Imagen 18, Circuito SKIDPAD

$$R_{skidpad} = \frac{15{,}25}{2} + \frac{3}{2} = 9{,}125\ m$$

$$Desplazamiento\ óptimo\ Cremallera = 20{,}35\ mm$$

7.3.- Geometría del sistema de dirección:

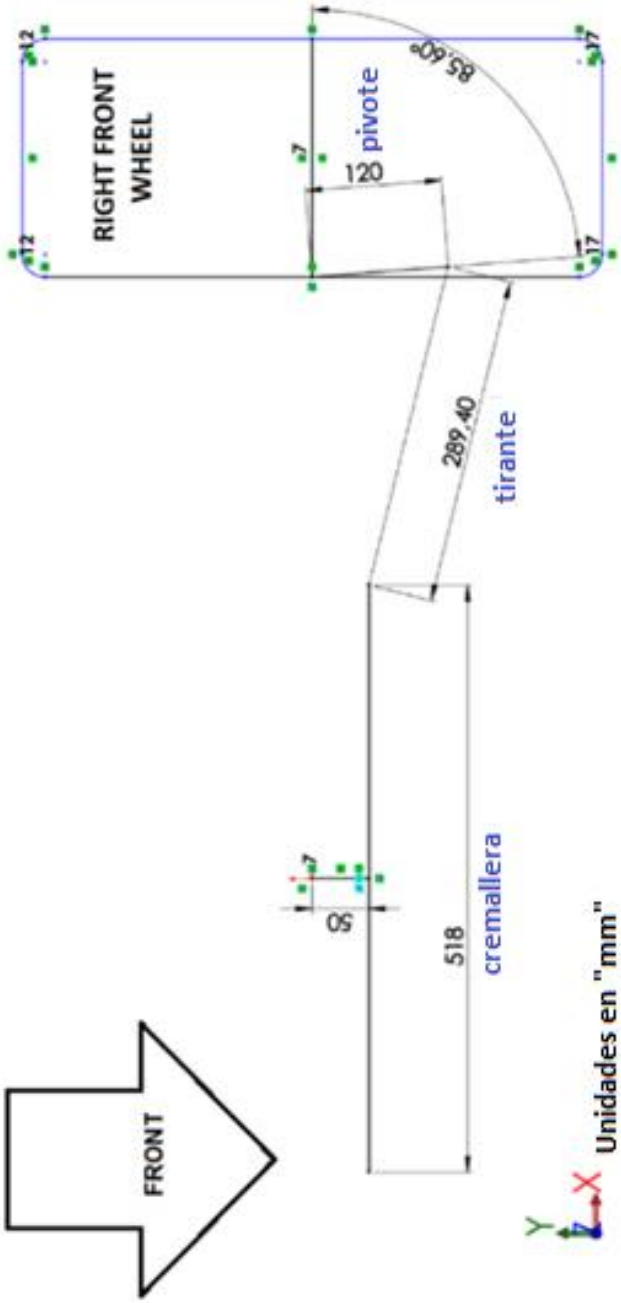


Imagen 19, Geometría de la dirección

Con SolidWorks calculamos la geometría ya posicionada en el chasis optimizada en el Ackermann para la prueba del SKIDPAD.

También son SolidWorks se va a posicionar el sistema de dirección junto con el sistema de suspensión para minimizar los efectos del "bump steer".

7.3.1.- Bump Steer y Roll Steer:

El "bump steer" es un término anglosajón que hace referencia al "giro inducido por la suspensión". Es fácil comprender que nuestra intención es minimizar ese efecto, no queremos que el monoplaza gire por si solo cuando pasa por un bache, y por lo tanto es un efecto indeseado que hay que paliar.

El "roll steer" produce el mismo efecto indeseado, pero no ocurre cuando el monoplaza pasa por una irregularidad, sino que ocurre cuando el monoplaza toma una curva y la suspensión de un lado se comprime mientras que la del otro lado se extiende.

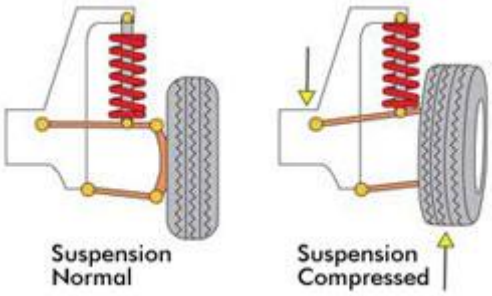


Imagen 20, Funcionamiento de la suspensión

El "bump steer", se produce de la siguiente manera, tenemos tres rotulas que sujetan la mangueta donde está anclada la rueda. Hay 2 rótulas para los trapecios de la suspensión, una para el superior y otra para el inferior, además está la rótula del brazo de la dirección.

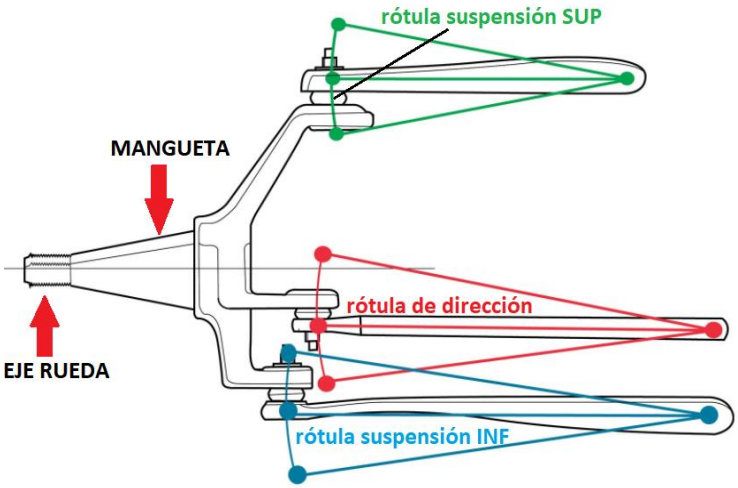


Imagen 21, Esquema tirantes de suspensión y dirección

Lo que ocurre es que mientras las dos rótulas de la suspensión trabajan al unísono siguiendo un centro instantáneo de rotación CIR, la dirección sigue un CIR distinto.

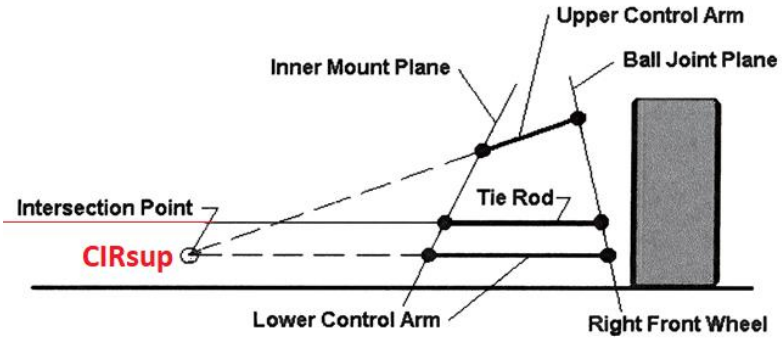


Imagen 22, CIR de dirección y suspensión

Como la suspensión gira respecto de un CIR y la dirección respecto de otro distinto, la distancia relativa entre rótulas habrá cambiado, como el brazo de dirección tiene una longitud determinada que no varía, la mangueta con la rueda no tiene más remedio que girar para mantener la distancia real entre rótulas que tampoco puede variar.

Por esa razón, si no se ha diseñado la suspensión y la dirección al mismo tiempo y no se ha corregido este efecto, cuando la suspensión suba y baje se producirá un giro desagradable en la rueda.

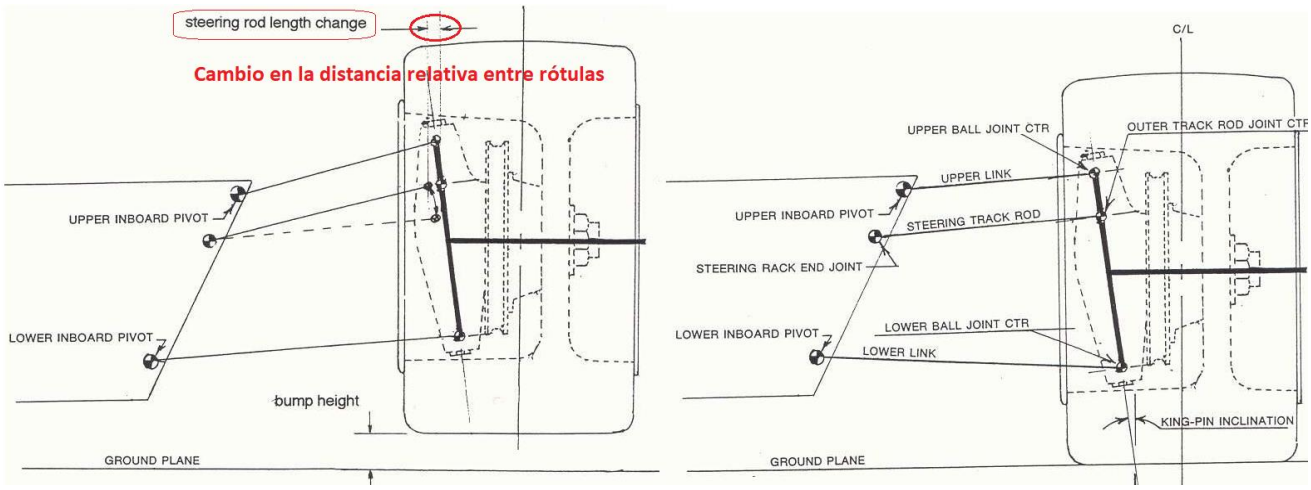


Imagen 23, Cambio de distancia relativa entre rótulas

Para minimizar el efecto del "bump steer" hay que diseñar la dirección y la suspensión de forma coordinada y cumpliendo las tres condiciones que se muestran a continuación:

1- La rótula exterior (mangueta) de la barra de dirección debe estar situada en algún punto de la línea imaginaria que une las rótulas exteriores de los triángulos de la suspensión.
2- La rótula interior (cremallera) de la barra de dirección debe estar situada en algún punto de la línea imaginaria que une las rótulas interiores de los triángulos de la suspensión.
3- La barra de dirección debe tener tal inclinación que apunte al mismo CIR alrededor del cual giran los trapecios de suspensión al trabajar.

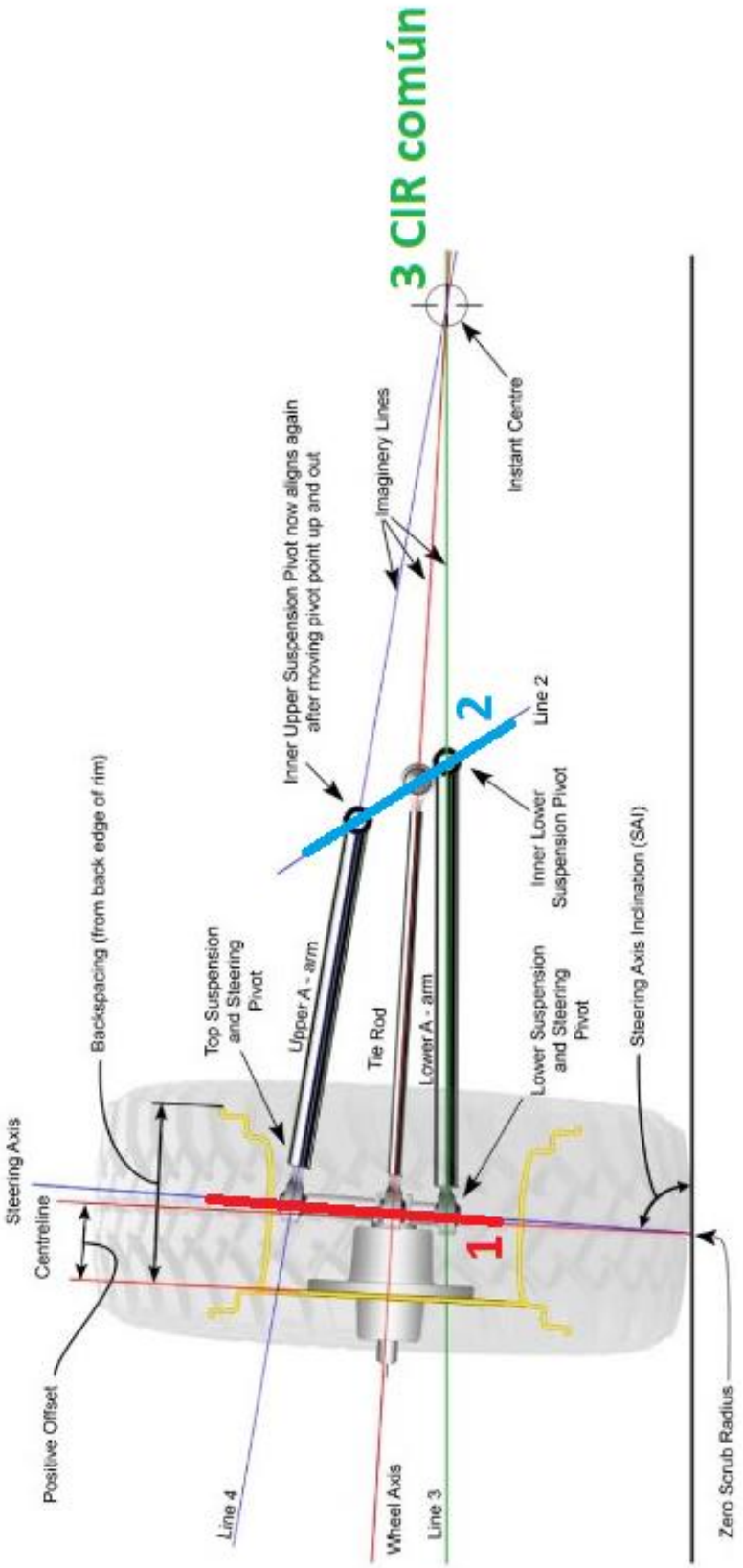


Imagen 24, CIR común detallado

7.3.2.- ACKERMANN:

La geometría de dirección de Ackermann es una disposición geométrica de los eslabones que intervienen en el mecanismo de la dirección de un automóvil u otro vehículo. Su diseño se emplea para resolver el problema de las ruedas en el interior y exterior durante un giro.

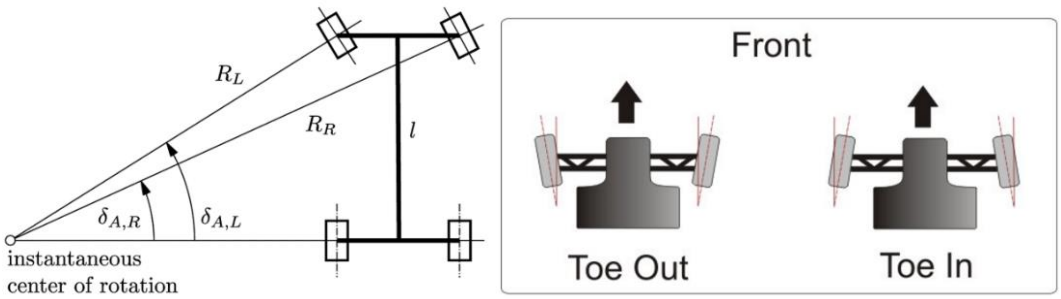


Imagen 25, Ackermann

Si giramos el volante de nuestro vehículo, observaremos que las dos ruedas delanteras no desarrollan el mismo ángulo de giro, lo que se conoce como “efecto Ackerman”.

El ángulo Ackerman tiene una importancia determinante e indispensable en la correcta funcionalidad del chasis y su direccionalidad. El Ackerman siempre está presente cuando actuemos sobre la dirección, incluso en parado. La rueda delantera interior, presentará uno claramente superior al de la exterior, apuntando más hacia el centro de la curva, hecho que se conoce como “efecto Ackerman”.

Como podemos ver en el dibujo, durante la ejecución de una curva, las ruedas externa e interna recorren círculos de diferente radio, debiendo por lo tanto asumir también una distinta inclinación con respecto al eje que las conecta al centro de la curva.

Si las ruedas permanecieran completamente paralelas al girar, tal y como se muestra en la siguiente imagen, aquella del interior tendería a apuntar hacia el exterior de la curva, dificultando el giro y provocando que el coche sufriera de **subviraje.**

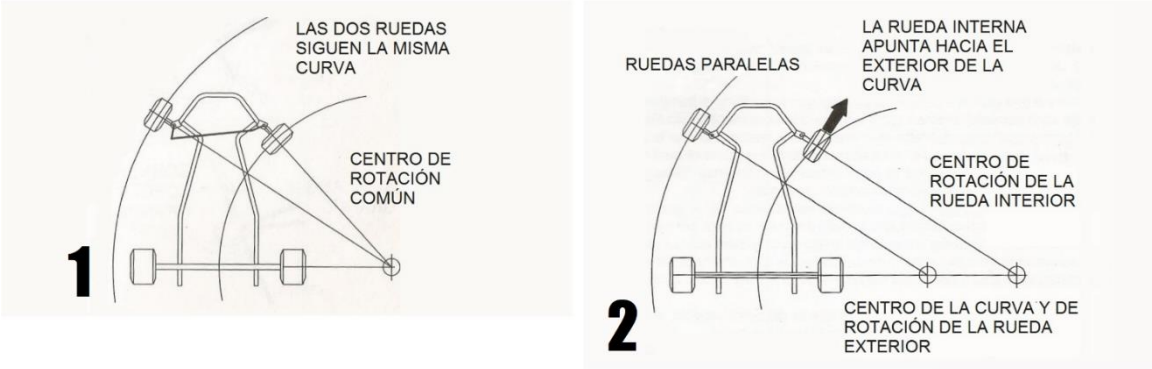
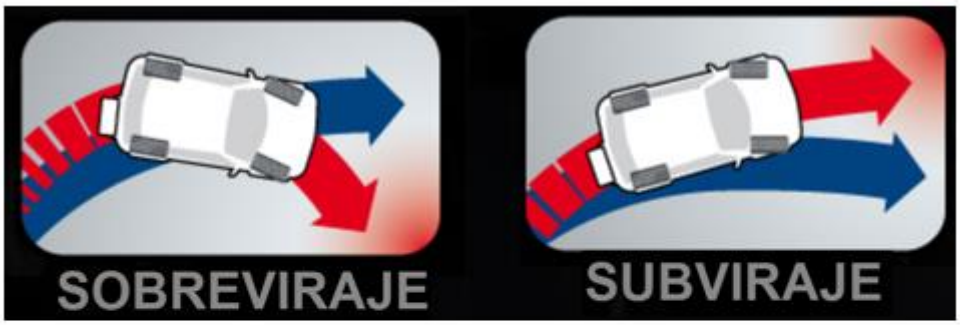


Imagen 26, Porque Ackermann

Y es aquí donde entra en juego en ángulo de Ackerman, ya que dotaría a la rueda interior de un mayor ángulo de giro respecto a la exterior, eliminado el problema descrito.

El ángulo Ackerman (más allá de las variaciones en la convergencia, camber o caster) viene determinado principalmente por los grados de inclinación de los “brazos” de las manguetas y sobre todo, de los puntos de unión de varillas que unen estos a la barra de la dirección. En los últimos años, diferentes fabricantes han desarrollado sistemas más o menos variopintos para incidir en la regulación del Ackerman, desde columnas de dirección regulables, placas intercambiables que permite fijar las varillas a la columna de dirección con tres geometrías diferentes y hasta monoplazas dotados de doble barra de dirección.

Parece evidente que el valor del ángulo Ackerman, tendrá una relevancia fundamental en el comportamiento del monoplaza y su regulación, por tanto, deberá ser tenida muy en cuenta si deseamos extraer el máximo partido a nuestro chasis. Como también es fácil de entender, el valor ideal del Ackerman vendrá determinado por diversos factores, tales el nivel de adherencia en pista o la dureza de los neumáticos, así como el tipo de trazado en el que rodemos: normalmente cuanto mayor sea el número de curvas lentas en el circuito, más generoso deberá ser el Ackerman que adoptemos.



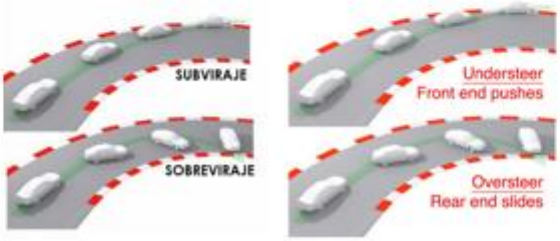


Imagen 27, Sobreviraje y subviraje

El sobreviraje es una deriva del eje trasero superior a la del eje delantero. El coche parece querer girar más de lo que se pretende. El vehículo tiene tendencia a meterse demasiado en el giro.

El subviraje es una deriva del eje delantero superior a la del eje trasero. El coche parece querer seguir en línea recta cuando usted gira las ruedas. Su vehículo tiene tendencia a salir del giro.

8.- Análisis de soluciones:

En este apartado primero se hará una breve explicación de los sistemas de dirección más comunes y después se realizará una explicación de las dos variantes que se han llegado a estudiar durante esta temporada de Formula Student.

8.1.- Tipos de sistemas de dirección:

El sistema de dirección debe permitir al conductor controlar la trayectoria del vehículo fácilmente.

El sistema de dirección es un conjunto de mecanismos cuya finalidad consiste en orientar las ruedas delanteras (o directrices) para que el conductor, sin esfuerzo, pueda guiar el vehículo.

Principalmente, el sistema de dirección está compuesto por una serie de elementos que funcionan del siguiente modo: el conductor controla la trayectoria del automóvil por medio del volante, lo que accionará la barra o columna de dirección, que es la encargada de unirlo a la caja de dirección. Una vez la caja de dirección recibe el movimiento, por medio de los engranajes lo transmite a las ruedas.

La caja puede ser, como veremos más adelante, de diversos tipos, de cremallera o de tornillo sinfín.

El sistema de dirección del vehículo entra en el grupo de elementos de seguridad del automóvil debido a la importancia de su labor, por lo que siempre debe cumplir los siguientes requisitos:

- Seguridad: Que dependerá tanto de la calidad de los materiales, como de la fiabilidad del mecanismo y el buen uso que hagamos del mismo.
- Suavidad: De ella depende en numerosas ocasiones lo placentera que resulte la conducción, ya que un sistema de dirección muy duro resulta incómodo y fatigoso de manipular. Para evitarlo debe estar bien engrasado y montado con precisión.

- Precisión: A causa de un mal funcionamiento entre los distintos órganos de dirección, un desgaste o inflado desigual en los neumáticos y un eje o chasis deformados, podemos perder la precisión de la trayectoria. Lo ideal es evitar el exceso de dureza, como comentamos en el punto anterior, pero sin caer en demasiada suavidad que nos impida sentir la dirección.

8.1.1.- Sistema de tornillo sin fin:

El tornillo sinfín es un mecanismo de transmisión circular compuesto por dos elementos: el tornillo sinfín que actúa como elemento de entrada (o motriz) y la rueda dentada que actúa como elemento de salida (o conducido) y que algunos autores llaman corona. La rosca del tornillo engrana con los dientes de la rueda de modo que los ejes de transmisión de ambos son perpendiculares entre sí.

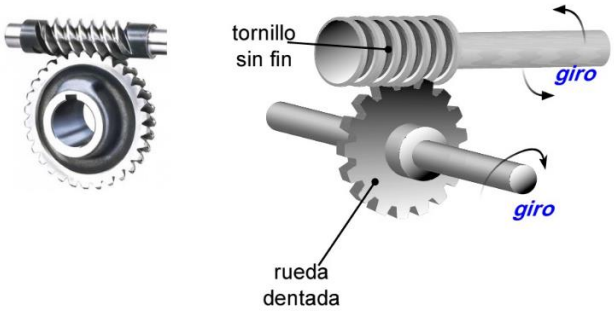


Imagen 28, Sistema Tornillo Sinfín

El funcionamiento es muy simple: por cada vuelta del tornillo, el engranaje gira un solo diente o lo que es lo mismo, para que la rueda dé una vuelta completa, es necesario que el tornillo gire tantas veces como dientes tiene la rueda. Se puede deducir de todo ello que el sistema posee una relación de transmisión muy baja, o lo que es lo mismo, es un excelente reductor de velocidad y, por lo tanto, posee elevada ganancia mecánica. Además de esto, posee otra gran ventaja, y es el reducido espacio que ocupa.

El tornillo es considerado una rueda dentada generalmente con un solo diente (aunque los hay con más dientes) que ha sido tallado helicoidalmente (en forma de hélice). A partir de esta idea, se puede deducir la expresión que calcula la relación de transmisión:

$$i = \frac{N}{Z}\ , \qquad si\ N = 1 \quad \rightarrow \quad i = \frac{1}{Z} \qquad Z\ es\ el\ número\ de\ dientes\ de\ la\ rueda$$

Veamos un ejemplo: supongamos que la rueda tiene 60 dientes y el tornillo solamente 1. En este caso, el tornillo debe dar 60 vueltas para que la rueda complete una sola vuelta y, por lo tanto, la relación de transmisión del mecanismo es:

$$i = \frac{1}{60}$$

Un mecanismo de dirección de tornillo sinfín consiste en un tornillo que engrana constantemente con una rueda dentada. El tornillo se une al volante mediante la "columna de dirección", y la rueda lo hace al brazo de mando. De esta manera, por cada vuelta del volante, la rueda gira un cierto ángulo, mayor o menor según la reducción efectuada, por lo que en dicho brazo se obtiene una mayor potencia para orientar las ruedas que la aplicada al volante.

Aplicándolo a nuestro monoplaza, la transmisión por tornillo sinfín fue descartada porque deseamos tener una dirección muy sencilla, rápida y directa, no deseamos la elevada ganancia que introduce este tipo de mecanismo.

8.1.2.- Sistema de Cremallera

Este sistema permite convertir un movimiento giratorio en uno lineal continuo, o viceversa.

Imagen 29, Sistema de Cremallera

El sistema está formado por un piñón (rueda dentada) que engrana perfectamente en una cremallera. Para que el engrane sea posible y el piñón pueda deslizarse sobre la cremallera es necesario que tanto piñón como cremallera posean el mismo módulo.

Este tipo de mecanismo es reversible. Es decir, puede funcionar aplicando un movimiento de giro al piñón que es transmitido a la cremallera desplazándolos de forma lineal, o viceversa. Su utilidad práctica suele centrarse solamente en la conversión de giratorio en lineal continuo, siendo muy apreciado para conseguir movimientos lineales de precisión.

Cuando el piñón gira, sus dientes empujan los de la cremallera, provocando el desplazamiento lineal de esta. Si lo que se mueve es la cremallera, sus dientes empujan a los del piñón consiguiendo que este gire y obteniendo en su eje un movimiento giratorio.

La relación entre la velocidad de giro del piñón (N) y la velocidad lineal de la cremallera (V) depende de dos factores: el número de dientes del piñón (Z) y el número de dientes por centímetro de la cremallera (n).

Por cada vuelta completa del piñón la cremallera se desplazará avanzando tantos dientes como tenga el piñón. Por tanto, se desplazará una distancia “d” a una velocidad “V”:

$$d = \frac{Z}{n} \qquad V = N \cdot \frac{Z}{n}$$

Este sistema de dirección se caracteriza por la sencillez de su mecanismo desmultiplicador y su simplicidad de montaje, al eliminar gran parte de los tirantes direccionales necesarios. Va acoplada directamente sobre los brazos de acoplamiento de las ruedas y tiene un gran rendimiento mecánico.

Debido a su precisión en el desplazamiento angular de las ruedas se utiliza mucho en vehículos de turismo, sobre todo en los de motor y tracción delantera, ya que disminuye notablemente los esfuerzos en el volante. Proporciona gran suavidad en los giros y tiene rapidez de recuperación, haciendo que la dirección sea muy estable y segura.

En nuestro monoplaza hemos utilizado este sistema de dirección mediante cremallera con montaje lineal porque es más sencillo de implementar y además es preciso, ligero, rápido. Todo esto es justo lo que deseamos en un monoplaza de carreras.

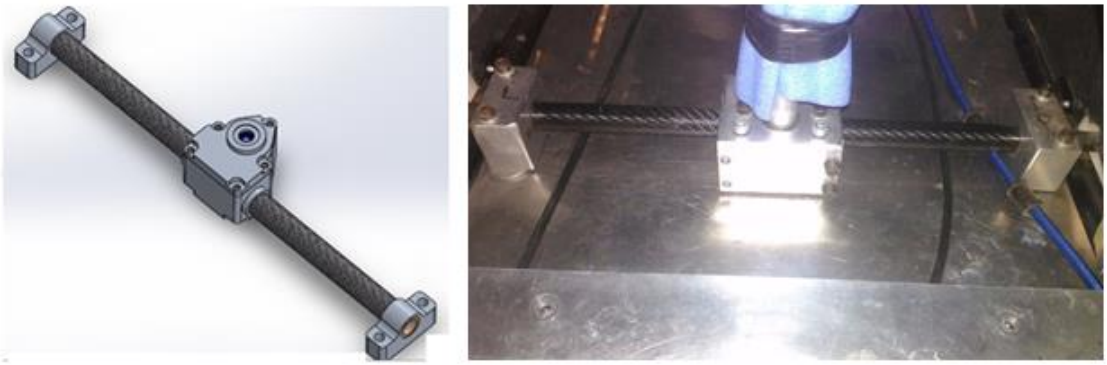


Imagen 30, Cremallera 2017

8.2.- Versión inicial de la caja de la cremallera:

En un primer prototipo se creó la siguiente caja de dirección:

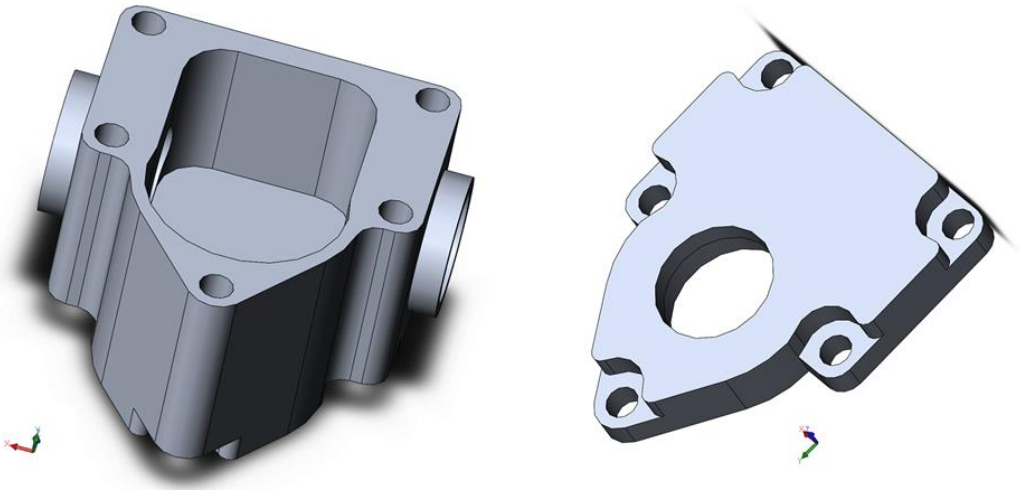


Imagen 31, Prototipo inicial

Dadas nuestras limitaciones durante la fabricacion, puesto que no disponemos del tiempo ni de lass herramientas adecuadas para poder realizar mecanizados tan precisos y complejos. Se genero una ligera imprecision al quedar el piñon unas micras de mas separado de la cremallera por lo que los dientes del piñon no engranaban completamente con los dientes de la cremallera.

Realmente no se producia ningun salto en el engrane, pero la barra de la cremallera tenia cierto juego en forma de rotación.

Imagen 32, Sistema inicial

Para poder eliminar esa rotación, teniamos que idear un sistema en el que se pudiera regular la separacion entre el piñon y la cremallera, de modo que ante el menor juego detectado, se acercaran ambos elementos y quedara solucionado.

En vehiculos convencionales, ese efecto de rotacion tambien se corrige de una forma parecida y se denomina sistema de reglaje del mecanismo de la cremallera. Este sistema se encarga de acercar la cremallera al piñon.

8.3.- Versión final de la caja de la cremallera 2017:

Nuestro sistema de reglaje en el mecanismo de cremallera acercaba el piñón a la cremallera mediante la utilización de 4 tornillos que se hacen pasar por los orificios A, B, C y D de la pieza 1 y que van enroscando la pieza 2 en los orificios roscados E, F, G, H.

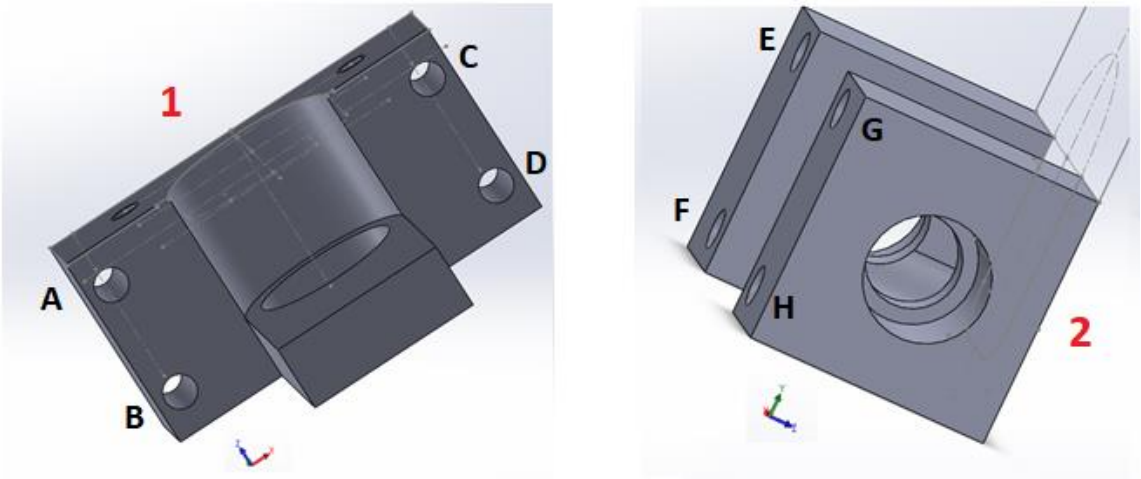


Imagen 33, Prototipo final

Una vez conseguíamos la distancia deseada, colocábamos arandelas entre las dos piezas para garantizar que la distancia se mantuviera constante a pesar de las posibles vibraciones.

La caja de la dirección la fijábamos al chasis mediante 6 tornillos, 2 de ellos fijos (W, P) y 4 de ellos (R, S, T, Q) podrían desplazarse a necesidad por las ranuras de la tapa (j, i) de forma que, aunque apretáramos más o menos los tornillos de regulación comentados anteriormente, la columna de la dirección (cd) siempre se encontrara en el mismo sitio y en vertical.

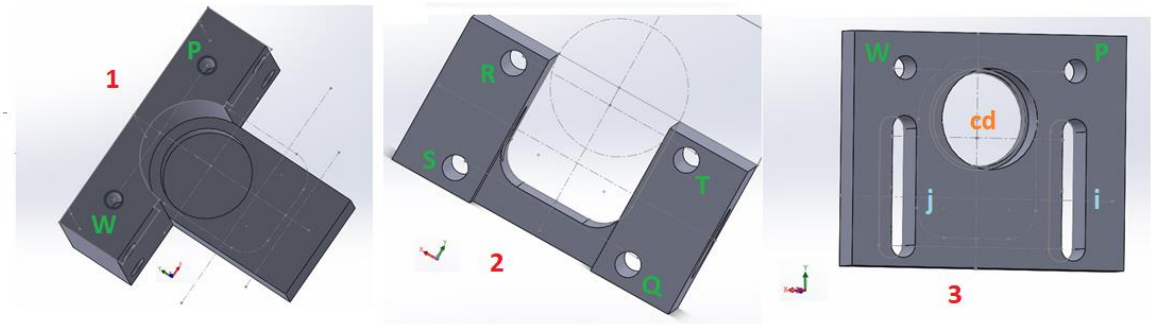


Imagen 34, Detalle del prototipo final

Imagen 35, Caja de dirección final

9.- Resultados finales:

El sistema de dirección a utilizar obedece a un sistema de piñón-cremallera por su sencillez, su ligereza, su rapidez y su precisión.

Tal y como enunciábamos en el apartado de antecedentes Hemos optado en 2017 por utilizar un sistema de engranajes cónicos para transmitir el giro del volante a la cremallera. Pensamos que con los engranajes eliminamos el gran juego que nos generaban los cardan en 2016 además de añadir una relación de ajuste para optimizar el desplazamiento de la cremallera.

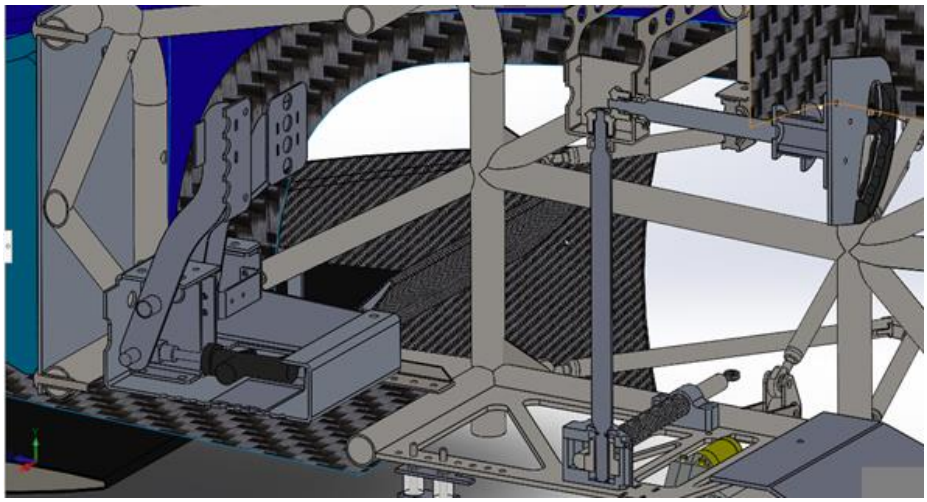


Imagen 36, Corte lateral del sistema completo

9.1.- Despiece del sistema:

En este apartado se van a plasmar los elementos que conforman el sistema de dirección desde la mangueta en las ruedas hasta el extractor rápido del volante, se van a detallar sus características, su geometría y sus materiales.

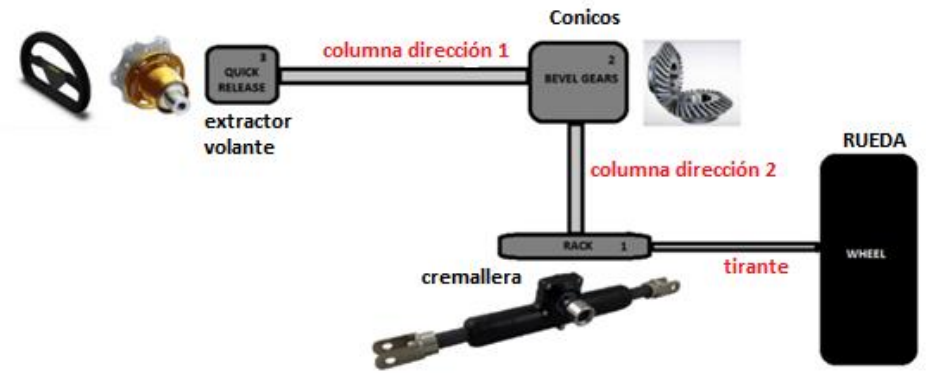


Imagen 37, Esquema de la solución adoptada

Antes de entrar en materia y explicar los componentes que hemos instalado, vamos a explicar lo que es la mangueta:

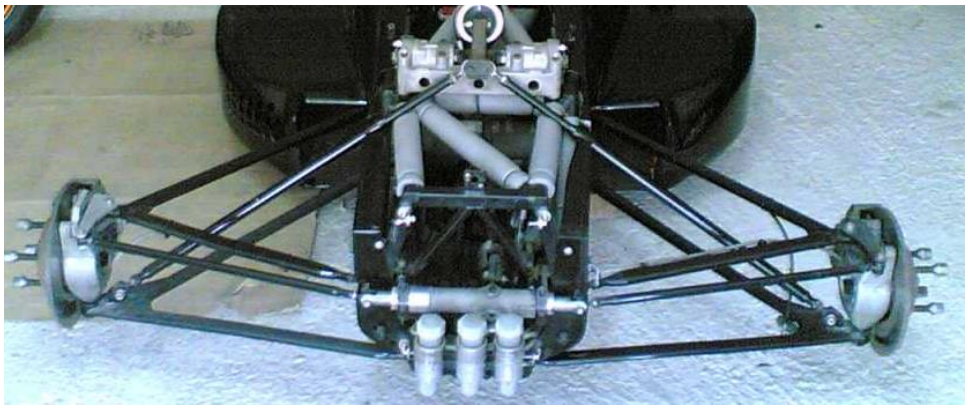


Imagen 38, Manguetas y tirantes de un monoplaza

La mangueta de dirección es un elemento de la suspensión y dirección del automóvil. Se trata del elemento que contiene el cubo sobre el que gira la rueda, conectándola al mismo tiempo con los componentes de la suspensión y de la dirección. De este modo, la rueda y el freno se sujetan al cubo mediante un buje que rota, mientras es portado por la mangueta que sigue los movimientos de la suspensión y gira sobre su eje de pivote geométrico.

Las manguetas son una evolución del sistema tradicional de pivote de dirección, con la inclusión de rótulas para conectar mangueta y brazos lo que simplificó enormemente el diseño de los sistemas de dirección en vehículos con suspensión independiente delantera. Los tres grados libertad de las rótulas hicieron innecesaria la existencia de un eje de pivote físico sobre el que girase la dirección, -que pasa a ser la línea que une el centro de las rótulas inferior y superior- permitiendo una mayor libertad de diseño y un menor estrés mecánico en el ajuste de los ángulos de caída, avance y convergencia. A cambio el sistema es relativamente frágil por lo que no se emplea en vehículos industriales pesados ni en vehículos todo-terreno puros, fieles al eje rígido delantero con pivotes de dirección.

En la imagen 39 se aprecia una suspensión de triángulos superpuestos. La mangueta aparece sujeta a los triángulos superior e inferior. El buje está sujeto al vástago (no visible) que sale de la mangueta en su punto central. Por delante se aprecia el brazo de la mangueta al que se conecta el tirante de la dirección.

Imagen 39, Mangueta

Las manguetas pueden ser de muy diversas formas y tamaños en función de las aplicaciones y tipos de suspensión donde se utilicen. Aun así, pueden ser divididas en dos tipos: manguetas de cubo cuando contienen un mecanismo esférico que incluye el propio buje donde engarza el semieje de la transmisión y manguetas de vástago cuando contienen un tornillo al que se sujeta un buje independiente, habituales en ruedas sin función motriz.

En las suspensiones delanteras de vehículos de tracción trasera como los monoplazas de competición, normalmente se utilizan manguetas de vástago y la rueda y el freno se atornillan al buje que gira libremente sobre el vástago.

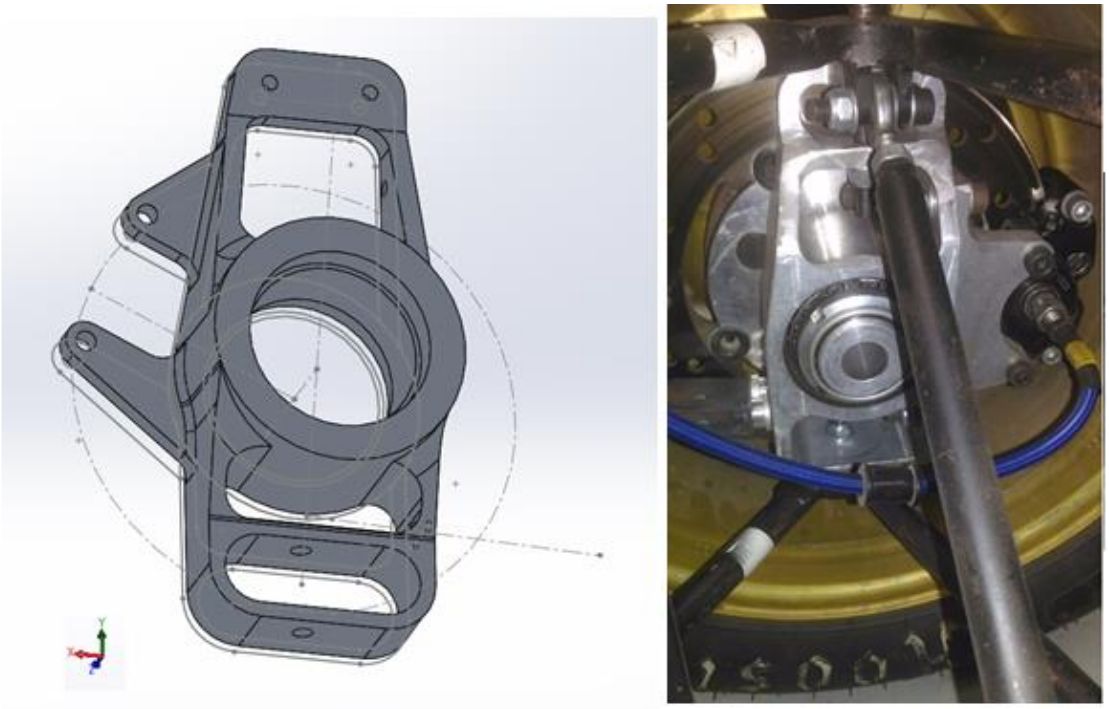


Imagen 40, Manguetas monoplaza 2017

Una vez se ha explicado que es una mangueta y cual se función, vamos a entrar en materia y analizar los elementos del sistema de dirección sobre el que trata este proyecto. Para ello empezamos con un gráfico simple de despiece del sistema que puede servir de guía para su mejor comprensión.

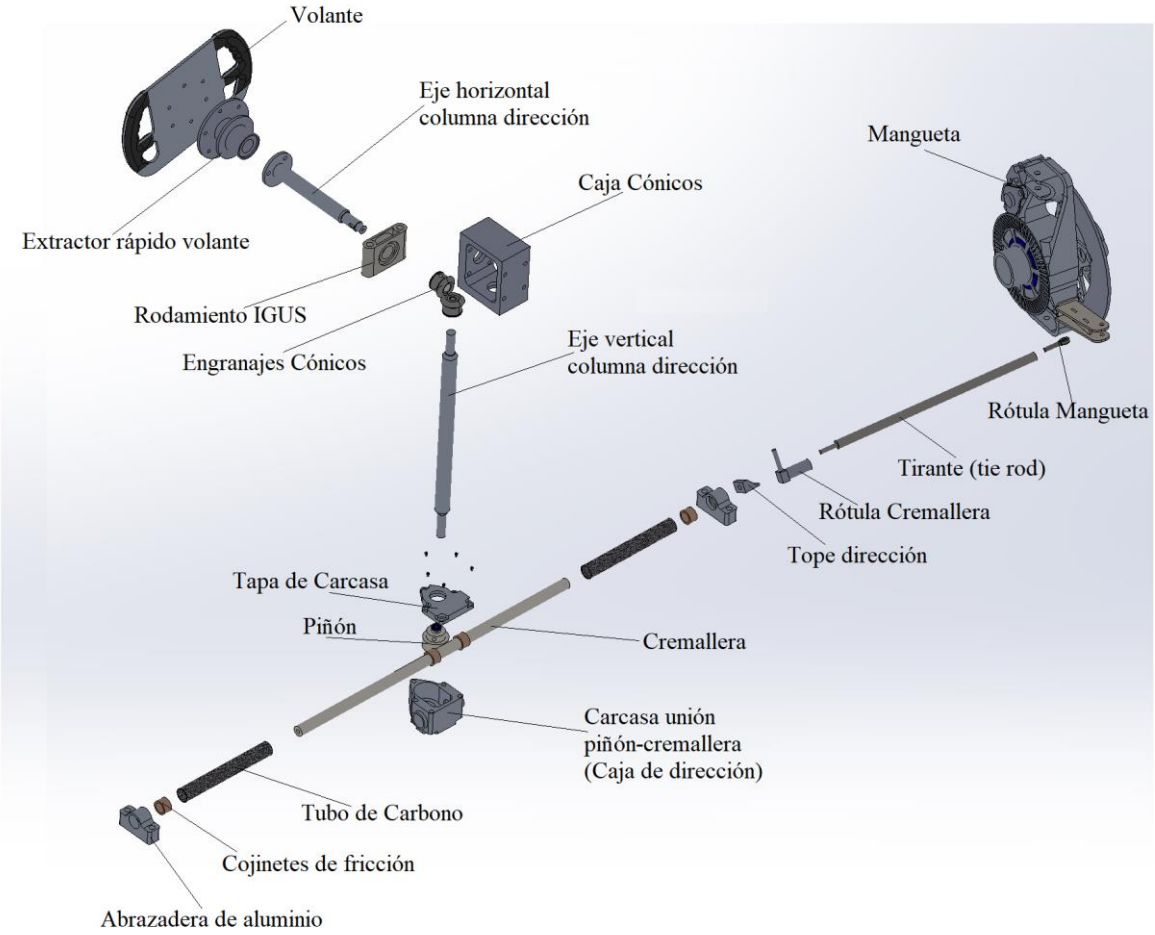


Imagen 41, Despiece del sistema completo

9.1.1.- Rotula en la mangueta:

Las rótulas son componentes mecánicos estandarizados y listos para ser montados que se auto-alinean y permiten la ejecución de movimientos de alineación multi-direccional.

Las fuerzas que actúan en la rótula pueden ser estáticas o bien producirse cuando la rótula realiza movimientos oscilantes de inclinación o rotación a velocidades relativamente lentas.

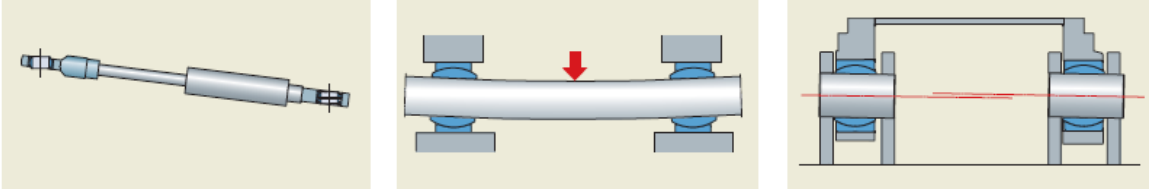


Imagen 42, Limitaciones de montaje

Las ventajas inherentes en el diseño de las rótulas comportan que en la práctica:

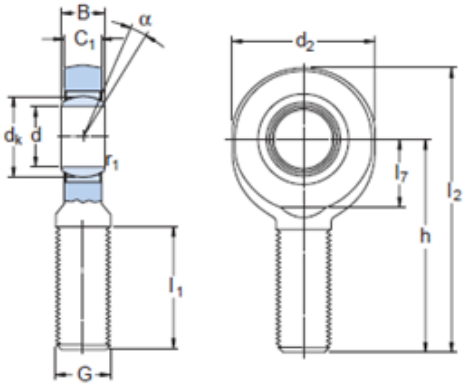
- Los errores de alineación o desalineación angular no son influyentes.
- La deformación durante el funcionamiento de los componentes que la rodean no afectan.
- No producen tensiones en las aristas ni exceso de tensión en los componentes adyacentes.
- Se aumenta la fiabilidad de funcionamiento de las construcciones ligeras.
- Unas tolerancias de producción razonablemente amplias permiten el uso de construcciones soldadas que favorecen los costes.

Las cabezas de articulación constan de una cabeza de biela con vástago integral formando un soporte y una rótula radial estándar. Se utilizan principalmente en los extremos de un pistón o de una barra.

Imagen 43, Rótula de la mangueta

Para el sistema que estaba diseñando necesitamos las rotulas puesto que al mismo tiempo que necesito corregir la desalineación del sistema, necesito aislar el movimiento ascendente y descendente de la suspensión del movimiento lateral que nos interesa para la dirección.

En este monoplaza se han empleado como rotulas de dirección en la unión de la mangueta y el tirante, unas cabezas de articulación SKF SA 6E con las siguientes características:



Dimensiones principales						Ángulo de inclinación
d	d_2 máx	G 6g	B	C_1 máx	h	α
mm						grados
6	22	M 6	6	4,5	36	13

Dimensiones						Capacidad de carga		Masa	Designaciones Cabeza articulación con	
d	d_k	l_1 mín	l_2 máx	l_7 mín	r_1 mín	dinám. C	estát. C_0		rosca a derechas	rosca a izquierdas
mm						N		kg	–	
6	10	16	49	10	0,3	3 400	8 150	0,017	**SA 6 E**	**SAL 6 E**

Tabla 4, Características rótula mangueta

Para unir esta rotula con su respectiva mangueta se ha empleado un tornillo DIN912 de métrica M6, dos arandelas estrechas M6 DIN125 y una tuerca freno DIN985 también M6.

Imagen 44, Elementos de ensamblaje a mangueta

Tal y como dice la normativa de la competición, tras apretar se han dejado dos pasos de rosca libres.

Para unir la rótula con el tirante, se han empleado 2 tuercas M6 DIN934, una a modo de ajuste para el ángulo de convergencia de la dirección (TOE IN/OUT) y la otra a modo de contratuerca para asegurar.

Imagen 45, Ángulos de la rueda delantera

La convergencia de las ruedas anteriores en los automóviles de tracción trasera sirve para compensar las cargas sobre la dirección, debido a la inclinación de las ruedas y a las inflexiones del puente delantero sobre el plano horizontal. Las máximas convergencias se dan en los vehículos rápidos de competición teniendo en cuenta también el valor del ángulo de inclinación de las ruedas

9.1.2.- Tirante o “Tie rod”:

Los tirantes son una parte importante del sistema de dirección de un automóvil, sirviendo como enlace entre las ruedas y a la caja de dirección ubicada en medio del chasis, entre las ruedas. Técnicamente, los tirantes de un automóvil son más un enlace mecánico en vez de un "tirante" en el sentido técnico estricto, pero es un término común de automóviles de cualquier manera.

Técnicamente, la función estructural de un tirante es la misma que la de un cable, ya que está diseñado para llevar una carga axial de tracción en vez de una carga axial de compresión o una carga de flexión. Pero en realidad los tirantes de la dirección de un automóvil se experimentan todas estas fuerzas, empujan las ruedas hacia el centro (tracción), empujándolas hacia afuera (comprensión) y además manteniéndolas rectas en el proceso.

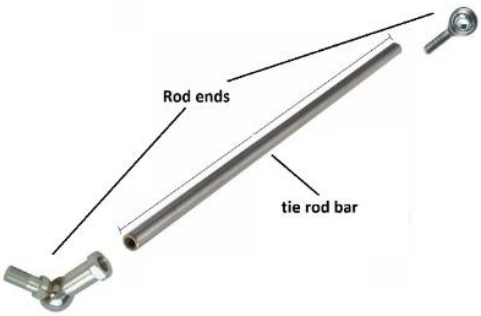


Imagen 46, Tirante y terminales

Los tirantes pueden terminar en un extremo de una caja de dirección de cremallera y piñón. El terminal del tirante a la salida en cualquier lado de la caja de dirección dispone de una parte roscada que permite ajustar el ángulo de convergencia.

Las características físicas del tirante:

Material	AISI 304
Length “L”	289,40 mm
Outer diameter “D”	12 mm
Inner diameter “d”	7 mm
Thickness “e”	5 mm

Tabla 5, Características del tirante de dirección

Para la construcción de ambos tirantes de dirección se ha empleado acero inoxidable AISI 304, a partir de un tubo de este acero se le ha soldado 1 tuerca de métrica 6 en el extremo que va hacia la rueda y se le ha soldado un tornillo también de métrica 6 y grado 12.9 en el extremo contra la caja de dirección.

Imagen 47, Elementos de ensamblaje del tirante.

9.1.3.- Rótula entre el tirante y la cremallera:

Por las mismas razones que hacía falta una rótula en la conexión entre el tirante y la mangueta, también hace falta una rótula entre la cremallera de dirección y el tirante.

Recordemos que los motivos eran aislar los movimientos de la suspensión del movimiento lateral de la dirección y además corregir la mala alineación de los elementos.

En este caso dado que por razones constructivas no podíamos usar las rótulas anteriores dado que no teníamos donde anclarlas, se ha optado por utilizar unas rótulas DIN 71802 en ángulo de 90˚.

Referencia Rosca cuadrada	Referencia Rosca a la izquierda	Forma	Material del cuerpo de base
27650-10062	27650-100621	CS	Acero inoxidable

D1	D2	D3	D4	A	L2	L3	E	SW
10	M6	10	M6	25	12,5	11	11,5	8

Tabla 6, Características de la rótula entre cremallera y tirante

Las rótulas angulares DIN 71802 constan de un casquillo esférico DIN 71802 y una rótula DIN 71803.

El ángulo de rotación para el modelo con anticaídas de seguridad (Tipos CS, BS, CSN) es 18˚.

Para montar la rótula presionarla a través del circlip que actúa como retenedor. Si la fuerza de retención entre la rótula y el casquillo no es suficiente, se puede aumentar esta añadiéndole el anticaídas de seguridad, que se pude fijar fácilmente.

En el sistema se ha empleado el modelo en acero inoxidable, tipo CS con vástago de la bola roscado, con anticaídas de seguridad. Con resistencia a la tensión clase 5

La bola esta lubricada y esta construida en acero inoxidable endurecido.

Imagen 48, Rótula cremallera y tirante

Para su montaje son necesarias en cada uno de los extremos de la cremallera, es decir para cada uno de los dos tirantes.

Dos tuercas freno de métrica 6 DIN985 y una arandela estrecha de métrica 6 DIN125.

Imagen 49, Elementos de ensamblaje de la rótula de la cremallera y el tirante

9.1.4.- Topes de la dirección:

Los topes de la dirección, se pueden ver en la imagen 48, se han diseñado y fabricado íntegramente en nuestro taller, son de acero S355 y su función es constituir un tope físico al recorrido de la dirección para que ninguna parte de la rueda choque con los trapecios de la suspensión.

La fabricación se ha realizado mediante mecanizado del bloque, al que posteriormente se le ha soldado un tornillo DIN912 de calidad 12.9 y métrica 6, para atornillarlo a la cremallera de la dirección.

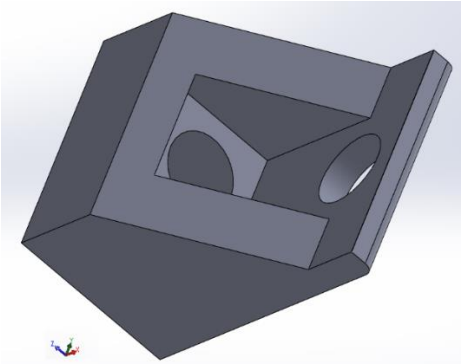


Imagen 50, Tope de dirección

Posteriormente se le ha atornillado la rótula DIN71802 como se puede apreciar en la imagen 48.

Para evitar su desenroscado accidental de la cremallera de dirección se han introducido arandelas dentadas de métrica 6 DIN6798 entre el tope y la cremallera.

Imagen 51, Elementos de ensamblaje del tope de dirección

9.1.5.- Cremallera de dirección:

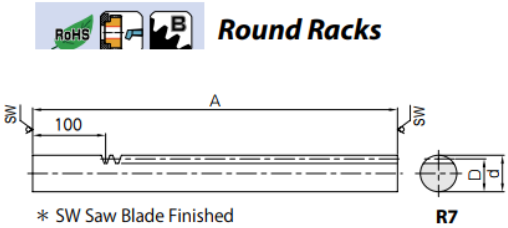
La cremallera de dirección es una barra de acero S45C, dentada en uno de sus lados y que cuando engrana con el piñón su única función es desplazarse lateralmente, de izquierda a derecha o viceversa.

Dado que contamos con LINDIS como sponsor técnico, elegimos una cremallera del catálogo de “KHK gears” con módulo 1,5 y longitud más de 500 mm. Esta cremallera nos permite holgadamente un desplazamiento lateral de más de 42 mm a cada lado sin la necesidad de enseñar los dientes y así procurar que no le entre suciedad junto con la grasa que se emplea para garantizar su lubricación.

La cremallera es mecanizable, esto va a ser necesario para crear 1 taladro en cada extremo para poder atornillar los topes de la dirección. Para ello va a ser necesaria también la operación de roscado.

Las características físicas de la cremallera son las siguientes:

Specifications	
Precision grade	KHK R 001 grade 4
Gear teeth	Standard full depth
Pressure angle	20°
Material	S45C
Heat treatment	—
Tooth hardness	(less than 95HRB)



Catalog No.	Module	Effective no. of teeth	Shape	Total length	Outside dia.	Height to pitch line	Allowable force (N)		Allowable force (kgf)		Weight
				A	d_{h9}	D	Bending strength	Surface durability	Bending strength	Surface durability	(kg)
SROS1.5-500	***m*1.5**	85	R7	505	15	13.5	1800	288	184	29.3	0.66

Tabla 7, Características de la cremallera

9.1.6.- Abrazaderas de aluminio en los extremos de la dirección:

A unos 50 mm de los dos extremos de la cremallera se colocan 2 abrazaderas, una por cada extremo, mecanizadas en aluminio 7075 cuya función es garantizar que la cremallera no flexa y se mantiene completamente alineada.

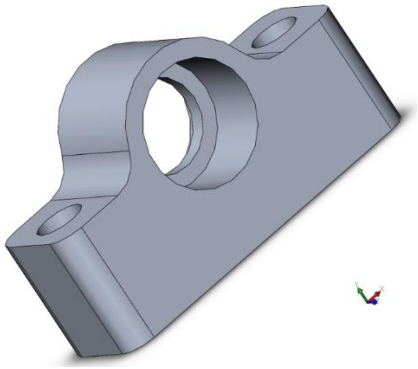


Imagen 52, Abrazadera de dirección

Inicialmente estas abrazaderas debían disponer de sendos casquillos de fricción, pero finalmente dado que la alineación quedaba garantizada de todas maneras y no existían problemas de fricción, se desestimó su utilización porque se complicaba en exceso el ya de por si complejo montaje del sistema.

Para montar estos soportes al chasis necesitaremos por cada uno de las dos abrazaderas: 2 tornillos DIN912 de métrica 6, dos arandelas DIN125 de métrica 6 y dos tuercas freno DIN985 también de métrica 6.

Imagen 53, Elementos de ensamblaje de las abrazaderas

Los medios para mecanizar piezas de los que disponemos no ni los mejores ni tampoco son los ideales, por esa razón la forma final es mucho más cruda y básica que el diseño inicial. Es un aspecto a mejorar en próximas temporadas.

Imagen 54, abrazaderas de la dirección

Las dimensiones de las abrazaderas son 60x40x30 mm.

9.1.7.- Tubos de fibra de carbono:

Para cubrir la cremallera entre la caja de dirección y las abrazaderas emplearemos dos tubos de fibra de carbono de 20 mm de diámetro, cortados para una longitud de 130 mm cada uno.

Imagen 55, Tubos de carbono y adhesivo empleado

Estos tubos se fijan a la caja de dirección y a las abrazaderas a través de unas ranuras mecanizadas para tal fin en las piezas de aluminio, además para garantizar su estabilidad han sido pegados con pegamento LOCTITE universal.

9.1.8.- Caja de dirección, unión piñón y cremallera:

A esta carcasa y su respectiva tapa, también se la denominara caja de dirección. Es el lugar físico donde se engrana la cremallera con el piñón.

Ya se ha explicado anteriormente, en el apartado de análisis de soluciones, que al principio barajábamos otro ensamblaje para la caja de dirección, pero fue desestimado porque debido a deficiencias en la fabricación no se eliminaba la rotación en la cremallera al quedar el piñón unas micras más alejado de lo que se consideraría conveniente para eliminar ese desagradable juego de rotación.

En este apartado vamos a tratar el ensamblaje definitivo que se ha adoptado en el sistema.

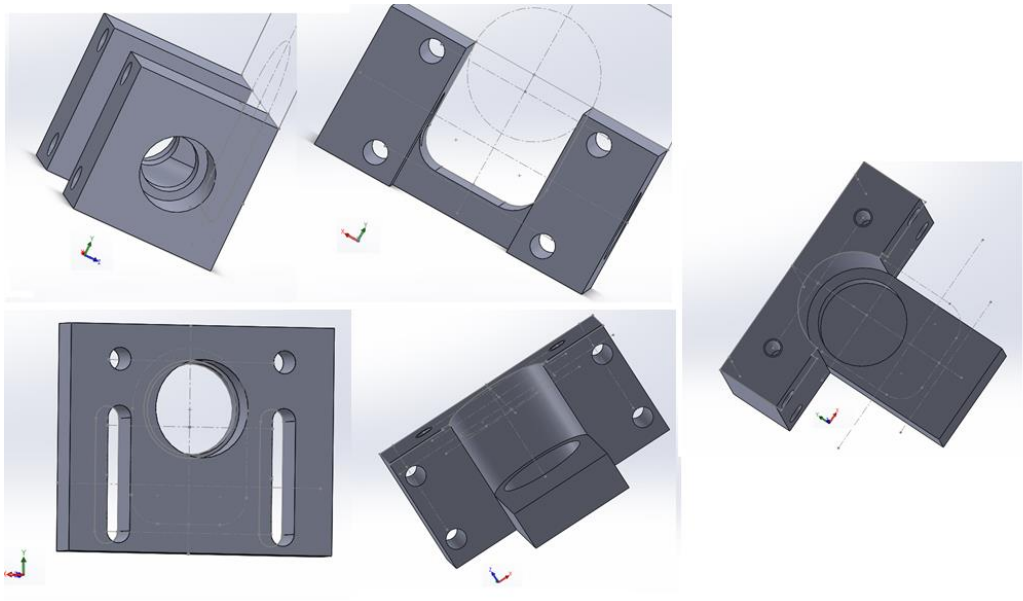


Imagen 56, Prototipo final de la caja de dirección

Para la caja de dirección se ha utilizado aluminio 7075 y se ha mecanizado su forma mediante un proceso de arranque de viruta en fresadora de control numérico CNC. También se han realizado los taladros mediante CNC.

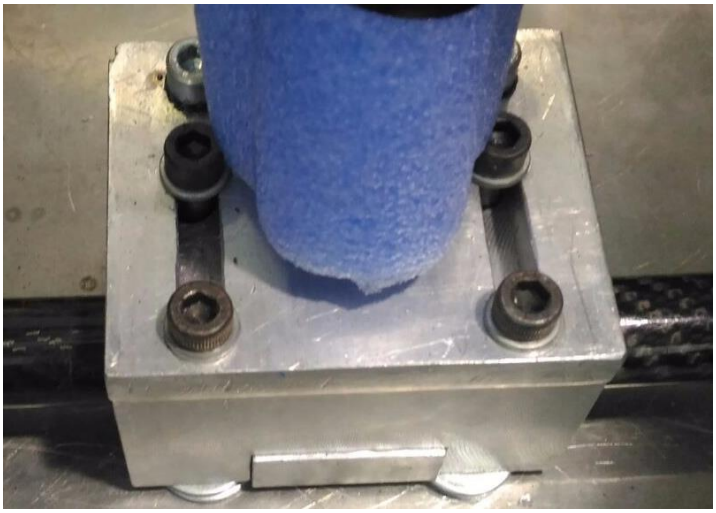


Imagen 57, Caja de dirección ensamblada

Las dimensiones de la caja de dirección son 80x65x50 mm.

Para ensamblar esta caja de dirección necesitamos 10 tornillos DIN912 de métrica 6, 8 arandelas DIN125 de métrica 6, 4 tuercas freno DIN985 también de métrica 6 y además 6 arandelas dentadas de métrica 6 DIN6798 para apretar las 3 partes entre sí.

Imagen 58, Elementos del ensamblaje de la caja de dirección

Para eliminar por completo el juego de rotación de la cremallera, en la unión de los dos elementos de la caja de dirección cuyo fin es soportar el piñón la cremallera, hemos empleado 8 arandelas de ajuste DIN988.

En la caja de dirección también se ha empleado rodamientos, los rodamientos son un elemento mecánico que reduce la fricción entre un eje y las piezas conectadas a este por medio de una rodadura, que le sirve de apoyo y facilita su desplazamiento.

Por lo tanto, para el correcto giro del eje del piñón sin que sufra agarrotamientos en la caja de dirección, necesitamos emplear rodamientos. De entre todos los tipos, vamos a emplear rodamientos rígidos de bolas.

Los rodamientos rígidos de bolas son particularmente versátiles. Son aptos para velocidades altas y muy altas, soportan cargas radiales y axiales en ambos sentidos y requieren poco mantenimiento. Debido a que los rodamientos rígidos de bolas son los más utilizados no son elementos muy caros.

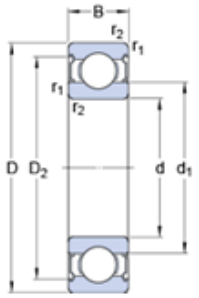
Imagen 59, Rodamiento de bolas

La fabricación de los cojinetes de bolas o rodamientos es una tecnología muy especial, dados los procedimientos necesarios para conseguir la esfericidad perfecta de la bola. Nosotros vamos a confiar en productos de la firma SKF dado que esta firma es patrocinadora de la competición y los suministra gratuitamente.

Tanto en la caja donde se aloja el piñón, como en la tapa de la caja de dirección, se han empleado 2 rodamientos de bolas SKF modelo 61902-2Z cuyos parámetros se muestran en la siguiente tabla:

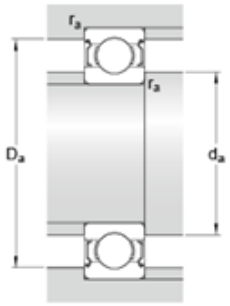
SKF 61902-2Z

Dimensiones



d		15	mm
D		28	mm
B		7	mm
d_1	≈	18.8	mm
D_2	≈	25.3	mm
$r_{1,2}$	min.	0.3	mm

Dimensiones de los resaltes



d_a	min.	17	mm
d_a	max.	18.3	mm
D_a	max.	26	mm
r_a	max.	0.3	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	4.36	kN	Velocidad límite		28000	r/min
Capacidad de carga estática básica	C_0	2.24	kN	Factor de cálculo	k_r	0.02	
Carga límite de fatiga	P_u	0.095	kN	Factor de cálculo	f_0	14.3	
Velocidad de referencia		56000	r/min	Rodamiento de masa		0.016	kg

Tabla 8, Características del rodamiento de bolas

Para garantizar la libre circulación sin fricción alguna de la barra de la cremallera sobre la caja de dirección, hemos empleado en la caja de dirección dos casquillos de fricción de bronce en dimensiones 15 mm de diámetro y 20 mm de longitud.

Imagen 60, Casquillo de fricción

Los casquillos sinterizados en bronce auto-lubricado se fabrican a partir de polvo de bronce de composición 90% de cobre y 10% de estaño a través de la tecnología pulvi-metalúrgica que le confiere una estructura porosa.

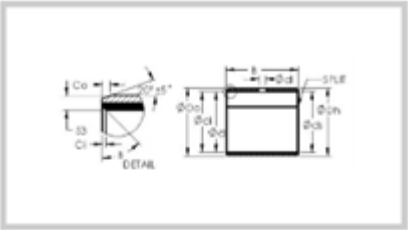
La pulvi-metalurgia o metalurgia de polvos es un proceso de fabricación que, partiendo de polvos finos y tras su compactación para darles una forma determinada, se calientan en una atmósfera controlada para la obtención de la pieza.

El casquillo es sinterizado para dotarlo de una resistencia y una dureza específicas y posteriormente es calibrado a las dimensiones y tolerancias requeridas. Posteriormente se impregnan con aceite conforme a las designaciones ISO 100 (Tmax = 100°C y viscosidad = 5,7-8,3 °E a 50°C).

Su funcionamiento es el siguiente, cuando el eje empieza a girar arrastra el aceite que se encuentra en la superficie de contacto, creando simultáneamente calor de fricción y una acción de bombeo que agiliza la recirculación del aceite existente entre los poros. Se crea así una película de lubricante entre el eje y el casquillo que disminuye el coeficiente de rozamiento entre los materiales en fricción. Al detenerse la rotación, el aceite es reabsorbido por la estructura porosa del casquillo por efecto de capilaridad.

Las características principales de este material y que en nuestro caso lo hacen particularmente interesante son:

- Son ideales para movimientos de giro de gran velocidad y poca carga.
- No existen pérdidas de lubricante por goteo o derrame.
- La vida útil de un casquillo sinterizado es de unas 10.000 horas.



Part Number: AST11_1520
Bronze backed Bushing

Product Details

Specifications

Bearing Type	straight	
Shaft Dia., Nominal (d)	15.000	mm
Shaft Size (ds)	15 -0.016 / -0.034	
Housing Bore Dia. (Dh)	17 +0.018 / +0	
Bearing Outside Diameter, Nominal(Do)	17.00	mm
Bearing Outside Diameter Tolerance (Do tol.)	17.065 / 17.03	
Bearing Bore after Mounting (di)	15.058 / 14.99	
Average Clearance (Cd)	0.049	mm
Wall Thickness (S3)	1.01	mm
Bearing Length, Nominal (B)	20.00	mm
Bearing Length Tolerance (B tol.)	+0 / -0.30	
OD Chamfer Length (Co)	0.60	mm
ID Chamfer Angle (B deg.)	30	mm
ID Chamfer Length (Ci)	0.30	mm
Material	Bronze shell with PTFE / Fiber lining	

* This bearing can be used dry or with lubrication.
* Please review the technical information on the requirements for the mating shaft.

Tabla 9, Características casquillo de fricción

9.1.9.- Piñón de la cremallera:

En mecánica, se denomina piñón a la rueda de un mecanismo de cremallera o a la rueda más pequeña de un par de ruedas dentadas.

Obedeciendo a la primera parte de la definición, nuestro piñón es un engranaje de acero S45C encargado de transmitir el movimiento de la columna de dirección a la cremallera.

La elección de piñón está relacionada con el avance cremallera, según los cálculos anteriores realizados en SOLIDWORK, necesitamos unos 40 mm de desplazamiento para cada uno de los lados, para garantizar que la dirección sea lo más directa posible, pretendemos que el piñón como máximo pueda dar 1 única vuelta en cada uno de los sentidos, si es menos mejor, el avance de piñón (A) será de 40 mm.

$$A = p \cdot Z \qquad m = \frac{p}{\pi} \qquad A = m \cdot \pi \cdot Z$$

Con Excel calculo el número de dientes mínimo:

A (mm)	m (mm)	Z (dientes)	redondeo	A real (mm)
40	1	12,7323954	13	40,8407045
40	**1,5**	**8,48826363**	**9**	**42,4115008**
40	2	6,36619772	7	43,9822972
40	2,5	5,09295818	6	47,1238898

Tabla 10, Cálculo del número de dientes

Seleccionaremos el piñón de 20 dientes, así con media vuelta de piñón a cada lado se cumple el desplazamiento que buscábamos y además tiene un numero de dientes en el que la precisión de la dirección es aceptable.

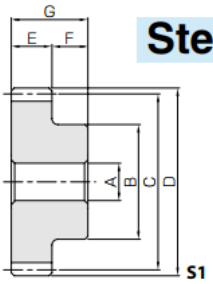
Matemáticamente se podía haber elegido un piñón con menos dientes, pero según mi criterio, si el piñón tiene pocos dientes y da pocas vueltas como es nuestro caso, la precisión de la dirección se ve muy afectada ya que cada diente determina gran parte del desplazamiento de la cremallera y para desplazamientos intermedios no encontraríamos ajuste alguno.

Dado que contamos con LINDIS como sponsor técnico, elegimos un piñón del catálogo de "KHK gears" con módulo 1,5 para que engrane con la cremallera y 20 dientes.

Las características del piñón son las siguientes:

Steel Spur Gears

Specifications	
Precision grade	JIS grade N8 (JIS B1702-1: 1998) JIS grade 4 (JIS B1702: 1976)
Gear teeth	Standard full depth
Pressure angle	20°
Material	S45C
Heat treatment	—
Tooth hardness	(less than 194HB)



Catalog No.	Module	No. of teeth	Shape	Bore	Hub dia.	Pitch dia.	Outside dia.	Face width	Hub width	Total length	Web thickness
				A_{H7}	B	C	D	E	F	G	H
SS1.5-20	m1.5	20	S1	8	24	30	33	15	10	25	—
SS1.5-20A			S1T	6							
SS1.5-20B			S1T	8							
SS1.5-20C			S1K	10							

Catalog No.	Web O.D.	Keyway	Set Screw		Allowable torque (N·m)		Allowable torque (kgf·m)		Backlash	Weight
	I	Width×Depth	Size	J	Bending strength	Surface durability	Bending strength	Surface durability	(mm)	(kg)
SS1.5-20	—	—	—	—	19.4	1.15	1.98	0.12	0.10~0.22	0.11
SS1.5-20A		—	M4	5						0.11
SS1.5-20B		—	M5	5						0.11
SS1.5-20C		4 x 1.8	M4	5						0.10

Tabla 11, Características del piñón

El piñón es mecanizable, propiedad muy importante porque mediante un proceso de mecanizado por arranque de viruta vamos a crear dos chaveteros a 180˚ de 5 mm de anchura por 2,5 mm de profundidad, para poder fijar el piñón al eje vertical de la columna de dirección.

Con las chavetas pretendemos fijar radialmente el piñón al eje, es decir, pretendemos que gire de forma solidaria con el eje.

En el apartado correspondiente al eje vertical de la columna de dirección vamos a entrar en más de detalle acerca del chavetero.

9.1.10.- Eje vertical de la columna de dirección:

Llegados a este apartado es necesario explicar que en nuestro monoplaza hemos separado la columna de dirección en dos barras dispuestas a 90˚ una de otra y unidas a través de unos engranajes cónicos que se abordarán en otro apartado.

Así pues, la primera de las barras que nos encontramos es el eje vertical de la columna de dirección cuya función es transmitir el giro de uno de los engranajes cónicos (que viene del otro cónico y por lo tanto del volante) al piñón que desplazara la cremallera.

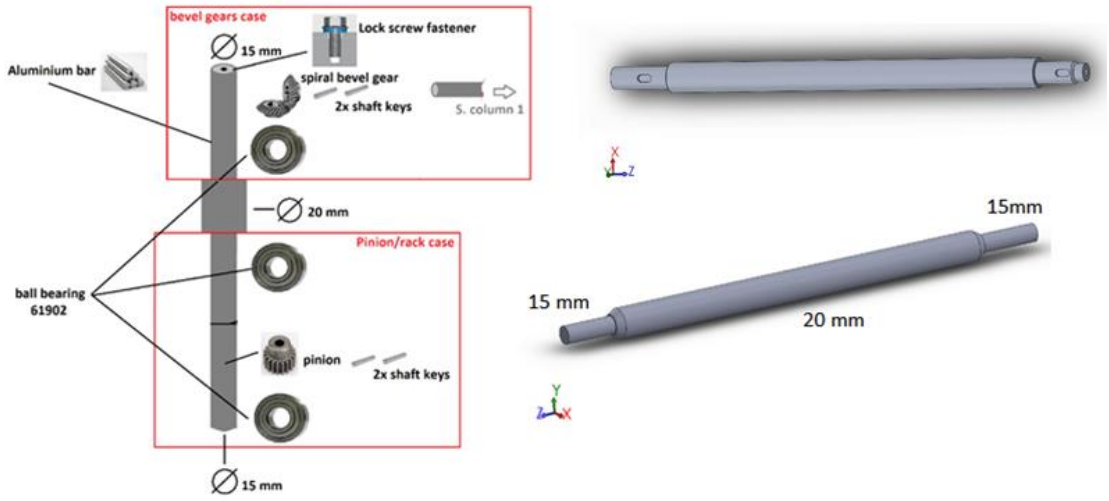


Imagen 61, Eje vertical de la columna de dirección

La barra de aluminio está mecanizada en aluminio 7075 mediante un proceso de arranque de viruta por torneado, con dos diámetros diferentes, 20 mm en la zona media y 15 mm en las zonas del engranaje cónico y del piñón tal y como se muestra en la imagen.

En la siguiente tabla podemos observar las características geométricas del eje vertical de la columna de dirección:

Material	Aluminio 7075
Longitud total	341 mm
Diámetro de la zona del piñón	15 mm
Longitud de la zona del piñón	39 mm
Diámetro central de la barra	20 mm
Longitud de la zona central	268 mm
Diámetro de la zona del cónico	15 mm
Longitud de la zona del cónico	34 mm

Tabla 12, Características Eje vertical de dirección

Como se ha indicado antes durante la explicación del piñón, para sujetar tanto el piñón como el engranaje cónico al eje vertical y que giren solidarios con necesitaremos emplear el uso de chavetas.

Se denomina chaveta a una pieza de sección rectangular o cuadrada que se inserta entre dos elementos que deben ser solidarios entre sí para transmitir potencia y evitar que se produzcan deslizamientos de una pieza sobre la otra. El hueco que se mecaniza en las piezas acopladas para insertar las chavetas se llama chavetero. La chaveta tiene que estar muy bien ajustada y carecer de juego que pudiese desgastarla o romperla por cizallamiento.

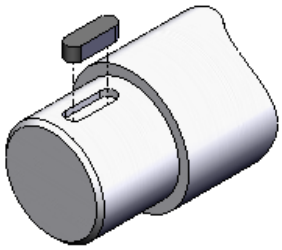
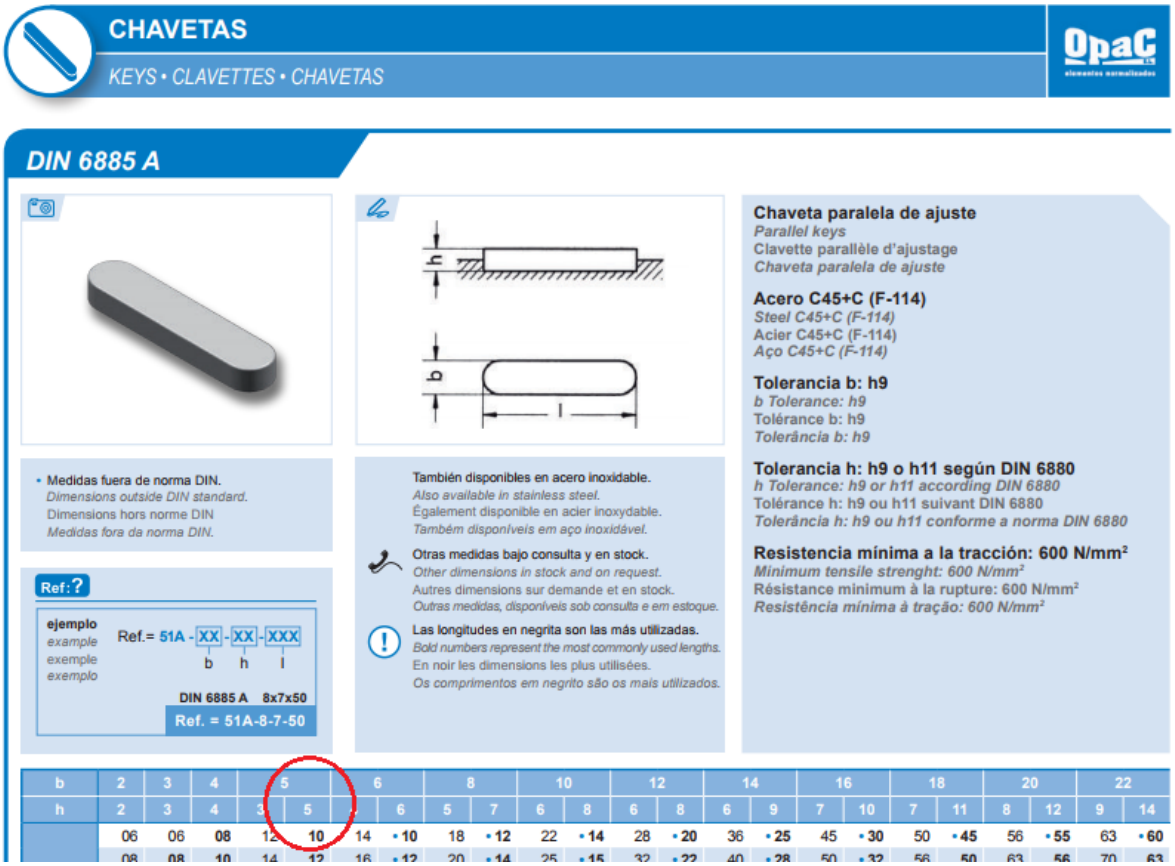


Imagen 62, Chaveta y chavetero

Cuando se trata de transmitir esfuerzos grandes se utiliza un sistema que puede considerarse de chavetas múltiples.

Nosotros hemos mecanizado mediante proceso de arranque de viruta en fresadora 4 chaveteros en el eje. Para el piñón empleamos 2 chaveteros a 180˚ de 10 mm de largo por 5 mm de ancho y 2,5 de profundo, para el engranaje cónico empleamos la misma configuración de 2 chaveteros a 180˚ con las mismas dimensiones.

Así pues, se han empleado 4 chavetas DIN6885A de 5x5x10 mm



b	2	3	4	5		6		8		10		12		14		16		18		20		22	
h	2	3	4	5	5		6	5	7	6	8	6	8	6	9	7	10	7	11	8	12	9	14
	06	06	**08**	12	**10**	14	**• 10**	18	**• 12**	22	**• 14**	28	**• 20**	36	**• 25**	45	**• 30**	50	**• 45**	56	**• 55**	63	**• 60**
	08	08	10	14	12	16	**• 12**	20	**• 14**	25	**• 15**	32	**• 22**	40	**• 28**	50	**• 32**	56	50	63	56	70	63

Tabla 13, Características de las chavetas

9.1.11.- Caja de los engranajes cónicos:

La función de dicha caja es servir de soporte a los 2 engranajes cónicos que cumplen la función de trasladar el giro de la columna de dirección horizontal que viene del volante a la columna de dirección vertical que va hacia la caja de dirección donde se encuentra el mecanismo piñón cremallera.

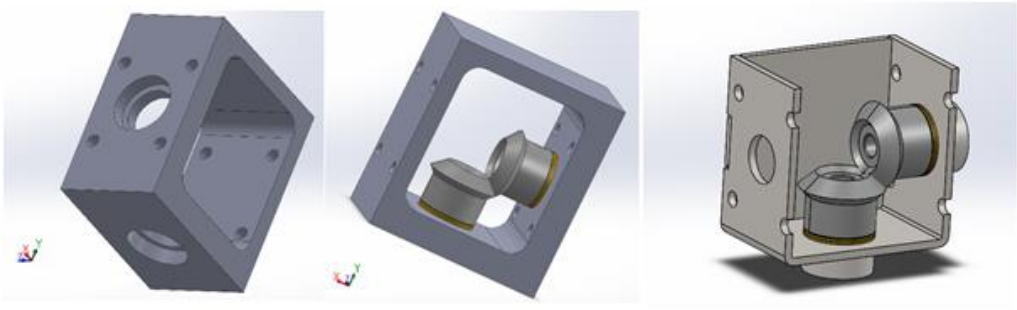


Imagen 63, Prototipo de caja de los engranajes cónicos

La caja de los cónicos de la columna de dirección es de aluminio 7075 y está mecanizada mediante un proceso de arranque de viruta por fresado CNC. También se han realizado los taladros mediante CNC.

Imagen 64, Caja de engranajes cónicos

Las dimensiones de la caja de los cónicos son 90x80x50 mm.

La caja de los cónicos se encuentra sujeta al chasis mediante 8 tornillos DIN912 de métrica 6, 16 arandelas DIN125 de métrica 6, 8 tuercas freno DIN985 también de métrica 6.

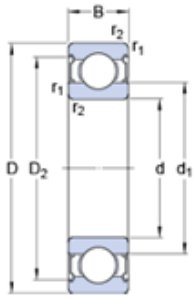
Imagen 65, Elementos del ensamblaje de la caja de los cónicos

Para el correcto giro de los dos ejes de la columna de dirección, tanto el vertical como el horizontal Hemos empleado rodamientos rígidos de bolas como en la caja de dirección.

Se han empleado los mismos que en la caja de dirección, se han empleado 2 rodamientos de bolas SKF modelo 61902-2Z cuyos parámetros se muestran en la siguiente figura:

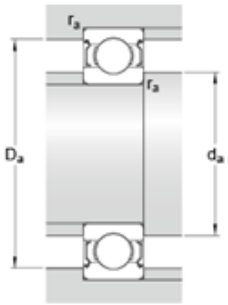
SKF 61902-2Z

Dimensiones



d		15	mm
D		28	mm
B		7	mm
d_1	≈	18.8	mm
D_2	≈	25.3	mm
$r_{1,2}$	min.	0.3	mm

Dimensiones de los resaltes



d_a	min.	17	mm
d_a	max.	18.3	mm
D_a	max.	26	mm
r_a	max.	0.3	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	4.36	kN	Velocidad límite		28000	r/min
Capacidad de carga estática básica	C_0	2.24	kN	Factor de cálculo	k_r	0.02	
Carga límite de fatiga	P_u	0.095	kN	Factor de cálculo	f_0	14.3	
Velocidad de referencia		56000	r/min	Rodamiento de masa		0.016	kg

Tabla 14, Características de los rodamientos de bolas

Además, se han realizado 2 tapas rectangulares de fibra de carbono para cubrir los laterales de la caja de los cónicos y proteger los engranajes de cualquier agente externo tipo piedras, polvo o suciedad en general.

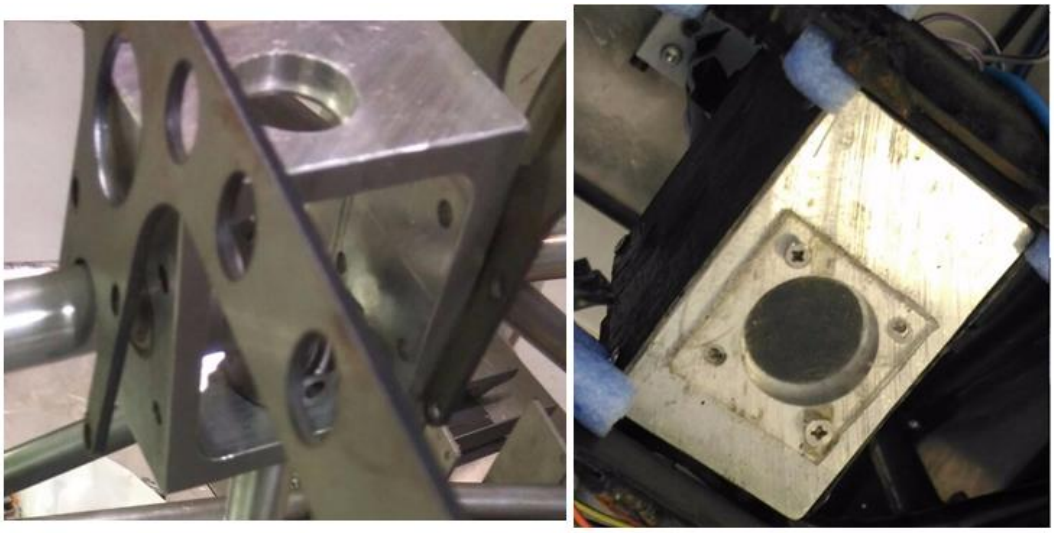


Imagen 66, Caja de los cónicos en el monoplaza

Dichas tapas de fibra de carbono se encuentran atornilladas mediante 4 tornillos DIN965 de métrica 4 cada una.

Imagen 67, Elementos del ensamblaje de la tapa de la caja de cónicos

9.1.12.- Engranajes cónicos:

En 2017 uno de los condicionantes de diseño del sistema era el de utilizar un sistema de engranajes cónicos para transmitir el giro del volante a la cremallera. La intención obedece a que con los engranajes eliminamos el gran juego que nos generaban los cardan en 2016 además de añadir una relación de ajuste para optimizar el desplazamiento de la cremallera.

La utilidad de los dos engranajes cónicos es transmitir el movimiento entre dos ejes que se encuentran situados a 90 grados en uno del otro. Estos dos ejes son el eje horizontal (volante) de la columna de dirección, y el eje vertical (caja de dirección) de la columna de dirección.

Se han empleado engranajes helicoidales porque los engranajes helicoidales operan de forma más suave y silenciosa en comparación con los de dientes rectos. Esta diferencia se debe a la forma oblicua en la que interactúan sus dientes en relación al eje de rotación.

En los engranajes helicoidales de ejes paralelos cada diente está inclinado a lo largo de la cara de como si fuera una hélice cilíndrica. Al acoplarse deben tener el mismo ángulo que la hélice, pero el uno en un sentido contrario al otro. Como resultado de ángulo de la hélice existe un empuje axial además de la carga. Nosotros tuvimos en cuenta que ese empuje axial favorece que el engranaje no salga del eje.

Cuando dos de los dientes se mueven el contacto es gradual, comenzando en un extremo del diente y manteniéndose el contacto con el engranaje que gira hasta un acoplamiento completo. El rango típico de ángulo de hélice es de aproximadamente de 15 a 30 grados. Por otro lado, la carga de empuje varía directamente con la magnitud de la tangente del ángulo de la hélice.

Las ventajas de estos tipos de engranaje son:

- Los dientes en ángulo operan de forma más gradual, permiten que el funcionamiento del engranaje se ejecute de forma más suave y silenciosa comparado con los engranajes rectos o ruedas dentadas.
- Los helicoidales son más duraderos y son ideales para aplicaciones de alta carga, ya que tienen más dientes en contacto.
- La carga en cualquier momento se distribuye sobre varios ejes, lo que genera menor desgates.

Y sus problemas son:

- Una de las desventajas de estos engranajes es el empuje resultante a lo largo del eje del engranaje, que necesita ser acomodado por los cojinetes de empuje adecuados. Hay un mayor grado de deslizamiento de fricción entre los dientes. Esto genera un mayor desgaste al trabajar y la necesidad de sistemas de engrase.
- La eficiencia del engranaje helicoidal es menor debido al contacto entre sus dientes que produce un empuje axial y genera calor. Una mayor pérdida de energía reduce la eficiencia.
- Mayor coste de fabricación que los engranajes rectos.

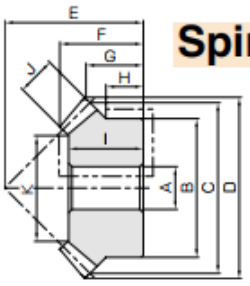
Nuestros engranajes cónicos helicoidales son de acero SCM415 y como hemos dicho son los encargados de transmitir el movimiento entre los dos ejes de la columna de dirección.

Inicialmente se intentó utilizar unos engranajes de módulo 1,5 y 20 dientes a semejanza del piñón, pero finalmente se optó por unos engranajes de módulo 2 y 20 dientes para garantizar la Resistencia de los mismos a los esfuerzos aplicados.

Dado que contamos con LINDIS como sponsor técnico, elegimos unos engranajes cónicos helicoidales del catálogo de “KHK gears” con módulo 2 y 20 dientes.

Las características de los cónicos son las siguientes:

Specifications	
Precision grade	JIS B 1704 : 1978 grade 4
Gear teeth	Gleason
Pressure angle	20°
Helix angle	35°
Material	SCM415
Heat treatment	Carburizing
Tooth hardness	55 ~ 60HRC



Spiral Miter Gears

Catalog No.	Gear ratio	Module	No. of teeth	Direction of spiral	Shape	Bore	Hub dia.	Pitch dia.	Outside dia.	Mounting distance	Total length	Crown to back length
						A_{H7}	B	C	D	E	F	G
MMS2-20R **MMS2-20L**	1	***m*2**	20	R L	B3	12	34	40	42.31	35	22.14	16.15

Hub width	Length of bore	Face width	Holding surface dia.	Allowable torque (N·m)		Allowable torque (kgf·m)		Backlash	Weight
H	I	J	K	Bending strength	Surface durability	Bending strength	Surface durability	(mm)	(kg)
12	20	9	24.54	17.0	17.3	1.73	1.76	0.06~0.16	0.13

Tabla 15, Características de los engranajes cónicos

Los engranajes cónicos son mecanizables, propiedad muy importante porque mediante un proceso de mecanizado por arranque de viruta vamos a crear dos chaveteros a 180˚ de 5 mm de anchura por 2,5 mm de profundidad en cada uno, para poder fijar cada engranaje a su eje respectivo de la columna de dirección.

Con las chavetas pretendemos fijar radialmente el engranaje al eje, es decir, pretendemos que gire de forma solidaria con el eje.

En el apartado correspondiente al eje horizontal de la columna de dirección vamos a entrar en más de detalle acerca del chavetero realizado.

Aparte de que los esfuerzos axiales juegan a nuestro favor para que los engranajes no se salgan del eje, su geometría también ayuda a tal función y adicionalmente se han atornillado con sendos tornillos DIN912 de métrica 6 y sendas arandelas dentadas DIN6798 de métrica 6 también.

Imagen 68, Elementos del ensamblaje de los cónicos

9.1.13.- Eje horizontal de la columna de la dirección:

Tal y como explicaba anteriormente, en nuestro monoplaza hemos separado la columna de dirección en dos barras dispuestas a 90˚ una de otra y unidas a través de unos engranajes cónicos

La segunda de las barras que nos encontramos es el horizontal de la columna de dirección cuya función es transmitir el giro del volante a uno de los engranajes cónicos para que este lo transmita al otro cónico y a través del eje vertical se transmita al piñón que desplazara la cremallera.

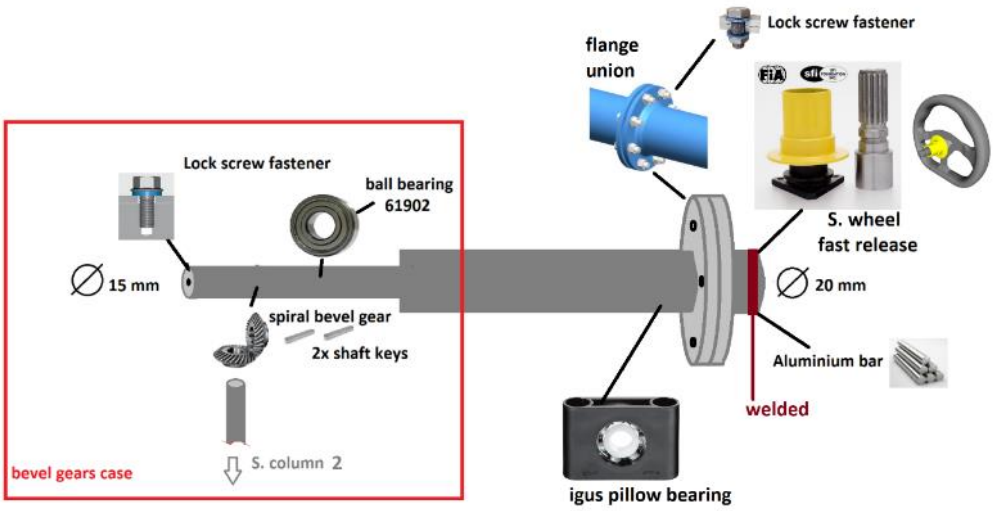


Imagen 69, Eje horizontal de la columna de dirección

Este eje se trata de una barra mecanizada en aluminio 7075 mediante un proceso de arranque de viruta por torneado, con dos diámetros diferentes, 20 mm en la zona del volante y 15 mm en la zona del engranaje cónico tal y como se muestra en la imagen.

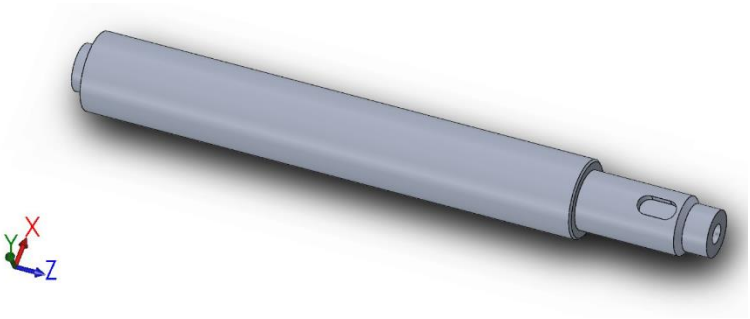


Imagen 70, Prototipo de eje horizontal de la columna de dirección

En el siguiente cuadro podemos observar las características geométricas del eje horizontal de la columna de dirección:

Material	Aluminio 7075
Longitud total	167 mm
Diámetro general	20 mm
Longitud de 20mm	129 mm
Diámetro en zona de los cónicos	15 mm
Longitud de 15mm	34 mm

Tabla 16,Características del eje horizontal de la columna de dirección

En el extremo del eje donde va el volante, se ha mecanizado un triángulo con 3 taladros para poder atornillar a ese triángulo el sistema de extracción rápida del volante.

Imagen 71, Detalle de la unión del eje horizontal con el extractor rápido

Como se ha indicado antes, para sujetar el engranaje cónico al eje horizontal y que giren solidarios, necesitaremos emplear el uso de chavetas.

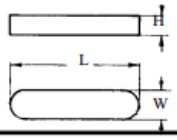
Se denomina chaveta a una pieza de sección rectangular o cuadrada que se inserta entre dos elementos que deben ser solidarios entre sí para transmitir potencia y evitar que se produzcan deslizamientos de una pieza sobre la otra. El hueco que se mecaniza en las piezas acopladas para insertar las chavetas se llama chavetero. La chaveta tiene que estar muy bien ajustada y carecer de juego que pudiese desgastarla o romperla por cizallamiento.

Cuando se trata de transmitir esfuerzos grandes se utiliza un sistema que puede considerarse de chavetas múltiples.

Nosotros hemos mecanizado mediante proceso de arranque de viruta en fresadora 2 chaveteros en el eje. empleamos 2 chaveteros a 180˚ de 10 mm de largo por 5 mm de ancho y 2,5 de profundo.

Así pues, se han empleado 4 chavetas DIN6885A de 5x5x10 mm

Metric Shaft Keys
DIN 6885 A



W x H x L									
2x2x6	8x5x18	6x6x30	8x5x40	8x7x56	18x11x65	28x16x80	8x7x100	36x20x120	20x12x140
3x3x6	8x7x18	8x5x30	8x7x40	10x6x56	20x8x65		10x6x100	40x14x120	22x9x140
4x4x6	10x6x18	8x7x30	10x6x40	10x8x56	20x12x65	8x5x85	10x8x100	40x22x120	22x14x140
	10x8x18	10x6x30	10x8x40	12x6x56	22x9x65	8x7x85	12x6x100	45x16x120	25x9x140
2x2x8		10x8x30	12x6x40	12x8x56	22x14x65	10x6x85	12x8x100	45x25x120	25x14x140
3x3x8	2x2x20	12x6x30	12x8x40	14x6x56	25x9x65	10x8x85	14x6x100		28x10x140
4x4x8	3x3x20	12x8x30	14x6x40	14x9x56	25x14x65	12x6x85	14x9x100	8x7x125	28x16x140
	4x4x20	14x6x30	14x9x40	16x7x56		12x8x85	16x7x100	10x8x125	32x11x140
2x2x10	5x3x20	14x9x30	16x7x40	16x10x56	6x4x70	14x6x85	16x10x100	12x6x125	32x18x140
3x3x10	5x5x20	16x7x30	16x10x40	18x7x56	6x6x70	14x9x85	18x7x100	12x8x125	36x12x140
4x4x10	6x4x20	16x10x30		18x11x56	8x5x70	16x7x85	18x11x100	14x6x125	36x20x140
5x3x10	6x6x20		4x4x45	20x8x56	8x7x70	16x10x85	20x8x100	14x9x125	40x14x140
5x5x10	8x5x20	2x2x32	5x3x45	20x12x56	10x6x70	18x7x85	20x12x100	16x7x125	40x22x140
6x4x10	8x7x20	3x3x32	5x5x45		10x8x70	18x11x85	22x9x100	16x10x125	45x16x140
6x6x10	10x6x20	4x4x32	6x4x45	5x3x60	12x6x70	20x12x85	22x14x100	18x7x125	45x25x140
8x5x10	10x8x20	5x3x32	6x6x45	5x5x60	12x8x70	22x9x85	25x9x100	18x11x125	
8x7x10	12x6x20	5x5x32	8x5x45	6x4x60	14x6x70	22x14x85	25x14x100	20x8x125	8x7x150
	12x8x20	6x4x32	8x7x45	6x5x60	14x9x70	25x9x85	28x10x100	20x12x125	10x8x150

Ametric **American Metric® Corporation** GROUP: 064 1-064 - 90816

622

Tabla 17, Características de las chavetas

Para mejorar el centrado del eje y absorber fuerzas y esfuerzos a flexión por parte de los pilotos, se ha optado por montar un rodamiento "IGUS" en este eje, justo antes de la unión del eje con el extractor de volante.

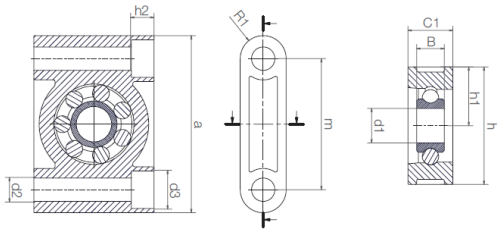
Imagen 72, Detalle del rodamiento IGUS

Las características técnicas del engranaje “IGUS” son:

ESTM-BB1-F06-B180-ES

Pillow block bearing	Ball bearing, single row	Fixed version	Inner Ø	Race material	Ball material

Race material
B180: xirodur® B180
Options:
Ball material
ES: Stainless steel
GL: Glass



Dimensions [mm]

Inner Ø d1	Holes Ø d2	d3	h	h1	h2	a	m	C1	B	R1	Part No.
20	9.0	14.0	48	24	8.6	72	54	18	12	9.0	ESTM-BB1-F20-B180

Technical data

Type	Radial load capacity stat. [N]	Radial load capacity dyn. [N]	Max. speed [rpm]	Weight B180/ES [g]	Weight B180/GL [g]
ESTM-F20	250	320	1,150	54.1	47.7

Tabla 18, Características del engranaje IGUS

Los rodamientos plásticos de pedestal xiros® con bolas de acero inoxidable son una combinación de rodamientos plásticos xiros® y carcasas igubal®. En la opción fija, las bolas ruedan en la ranura de la carcasa.

Imagen 73, Rodamiento IGUS

El engranaje “IGUS” se encuentra sujeto al chasis mediante 2 tornillos DIN912 de métrica 8, 4 arandelas DIN125 de métrica 8, 2 tuercas freno DIN985 también de métrica 8.

Imagen 74, Elementos del ensamblaje del rodamiento IGUS

9.1.14.- Extractor rápido del volante:

Tal y como marca la norma T.6.5.4 de la competición, el volante debe estar conectado a un Sistema de extracción rápida homologado por la Federación Internacional de Automovilismo (FIA).

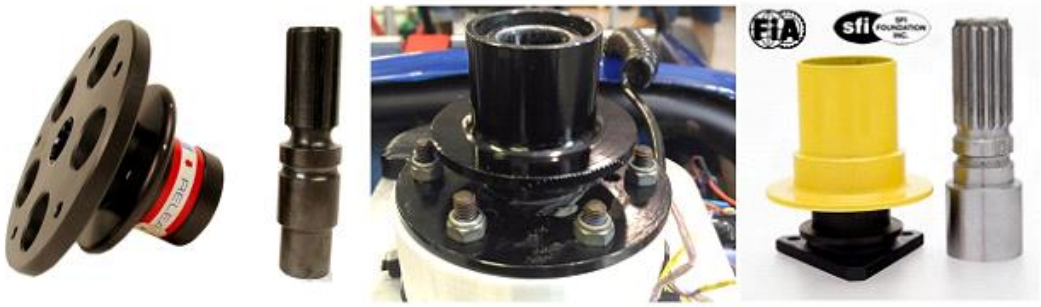


Imagen 75, Extractor rápido de volante

El sistema de extracción rápida no lo hemos construido nosotros debido al tema de las homologaciones FIA, es un sistema de extracción comercial fabricado por “Strange Engineering” y aprobado por SFI con la documentación en regla para poder ser presentada ante los comisarios.

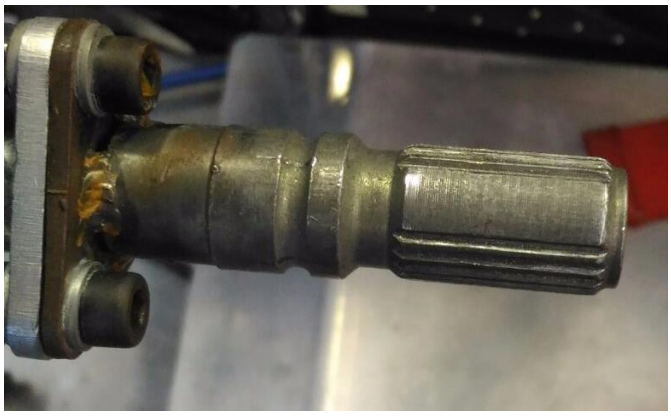


Imagen 76, Detalle del extractor rápido

El vástago interior esta soldado a una pletina de acero triangular y esa pletina se atornilla al eje horizontal de la columna de dirección mediante una unión embridada compuesta por tres tornillos DIN912 de métrica 6, 6 arandelas DIN125 de métrica 6 y 3 tuercas freno DIN985 de métrica 6 también.

Imagen 77, Elementos del ensamblaje del extractor rápido

10.- Estudio económico:

Una de las pruebas estáticas durante la competición es el “Cost report” o estudio de costes, en esta prueba la organización suministra unas tablas idénticas a todos los equipos donde vienen detallados los precios de materiales, procesos y tornillería. Empleando esas tablas los equipos deben obtener el valor de su coche.

Con el empleo de esas tablas la organización pretende estandarizar los precios de los elementos de los coches sea cual sea su nacionalidad, su origen o su naturaleza. De esta manera se evita que el coste declarado se vea influenciado por ejemplo por ofertas especiales, patrocinadores, cambios de divisas, etc…

Dado que los precios obtenidos están estandarizados por la organización, resultan unos precios muy objetivos para tener en cuenta como coste de fabricación.

En primer lugar, veamos en la tabla 19 los costes de los distintos ensamblajes que componen el sistema de dirección:

ELEMENTOS FABRICADOS	PRECIO UNIDAD
Ensamblaje barras de dirección y cremallera	88,28 $
Barras de dirección	6,10 $
Ensamblaje piñón	18,85 $
Ensamblaje caja de cremallera y piñón	54,17 $
Columna de dirección vertical	5,03 $
Ensamblaje engranajes cónicos	46,24 $
Caja de engranajes cónicos	47,51 $
Columna de dirección horizontal	6,45 $
Ensamblaje del extractor rápido del volante	32,53 $
Ensamblaje del volante	5,27 $
TOTAL	**310,43 $**

Tabla 19, Coste de fabricación según tablas de la organización

Finalmente, el coste final de fabricación y ensamblaje según la organización es de 310,43 dólares. Tal y como se aprecia en la siguiente imagen 11 donde se indica el coste global del monoplaza.

Cost Summary Basics

for: **Jaume I University**
Car # 12

Area Totals	Materials	Processes	Fasteners	Tooling	Total
Brake System	$ 404,69	$ 17,18	$ 8,77	$ -	$ 430,64
Engine & Drivetrain	$ 2.490,62	$ 389,95	$ 81,19	$ 3.400,00	$ 6.361,75
Frame & Body	$ 4.138,31	$ 2.251,39	$ 62,56	$ -	$ 6.452,26
Instruments & Wiring	$ 691,73	$ 77,14	$ -	$ -	$ 768,87
Miscellaneous, Fit & Finish	$ 153,83	$ 5,90	$ 2,22	$ -	$ 161,95
Steering System	$ 247,18	$ 54,67	$ 8,38	$ 0,20	$ 310,43
Suspension & Shocks	$ 1.082,55	$ 1.279,18	$ 263,82	$ -	$ 2.625,55
Wheels & Tires	$ 1.420,00	$ -	$ -	$ -	$ 1.420,00
Total Vehicle	$ 10.628,89	$ 4.075,40	$ 426,94	$ 3.400,20	$ 18.531,44

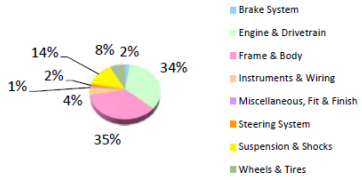


Imagen 78, Coste total monoplaza 2017

Como el cambio de divisas es muy variable porque se relaciona con el mercado de valores consideraremos una equivalencia irreal entre el dólar y el euro.

$$1\ €\ euro = 1\ USD\ dólar$$

Por lo tanto, nuestro coste de fabricación seria de 310,43 € euros.

ANEXO DE CÁLCULOS:

Índice del anexo de cálculos:

Índice de imágenes:

Índice de tablas:

1.- Cálculo del ángulo de giro del volante:

Este cálculo nos va a determinar la relación que debe existir entre los engranajes cónicos helicoidales que trabajan en la caja de dirección.

Para un ángulo máximo de giro del volante de 135º:

$$\theta 1 = 135° \cdot \frac{\pi}{180} = 2{,}36\ rad$$

Suponemos un módulo de la cremallera de 1,5 mm buscando que sea pequeña y ligera.

$$m = 1{,}5\ mm \qquad p\ (paso) = \pi \cdot m = \pi \cdot 1{,}5 = 4{,}71\ mm$$

El desplazamiento de la cremallera "D":

$$D = p \cdot nº\ pasos \qquad nº\ pasos = \frac{D}{p} = \frac{40}{4{,}71} = 8{,}5$$

Si pasamos esos datos al piñón de la cremallera:

$$nº\ pasos = nº\ dientes \cdot nº\ vueltas \qquad nºvueltas = \frac{nº\ pasos}{nº\ dientes}$$

Suponemos un piñón de 20 dientes.

$$nºvueltas = \frac{nº\ pasos}{nº\ dientes} = \frac{8{,}5}{20} = 0{,}425 \approx 0{,}43 \cdot \frac{2\pi}{vuelta} = 2{,}7\ rad$$

Ya tenemos los radianes que debe girar el engranaje cónico de la columna de dirección y los que debe girar el engranaje cónico del eje del piñón, por lo tanto, podemos calcular la relación de transmisión que deben tener.

$$\frac{\theta 1}{\theta 2} = \frac{Z2}{Z1} \qquad \frac{2{,}36}{2{,}7} = \frac{Z2}{Z1} \qquad 0{,}874 \approx 0{,}88 = \frac{Z2}{Z1}$$

La relación entre engranajes debe ser:

$$Z2 = 0{,}88 \cdot Z1$$

Es correcto porque el del eje del piñón debe ser más pequeño y debe dar más vueltas que el de la columna de dirección para conseguir el desplazamiento de la cremallera que queremos con el movimiento de volante que deseamos.

Selecciono el pequeño (2), el del eje vertical que baja a la cremallera, de 20 dientes igual que el piñón de la cremallera.

$$Z2 = 0{,}88 \cdot Z1 \qquad Z1 = \frac{Z1}{0{,}88} = \frac{20}{0{,}88} = 22{,}73 \approx 23\ dientes$$

Como mínimo el engranaje helicoidal de la columna de dirección debe tener 23 dientes, siendo acorde con los cálculos.

Desgraciadamente no existe ninguna opción comercial estandarizada para ese ratio de dientes de 0,88. Por lo tanto, debo elegir entre un ratio de 1, de 1,5 o de 2.

Para la combinación de engranajes, 20 dientes y 30 dientes con un ratio de 1,5 en lugar de 1. Con el ratio de 1,5 calculamos el ángulo de giro del volante y determinaremos si es aceptable o no:

$$\frac{20}{30} = 0{,}67 \qquad Z2 = 0{,}67 \cdot Z1$$

$$\frac{x}{2{,}7} = \frac{Z2}{Z1} \quad \rightarrow \quad \frac{x}{2{,}7} = \frac{0{,}67 \cdot Z1}{Z1} \quad \rightarrow \quad x = 0{,}67 \cdot 2{,}7 = 1{,}8\,rad \cdot \frac{180°}{\pi rad} = 103°$$

El nuevo giro de volante será de 103°. Si bien es menor de 180 grados, considero que no es aceptable para un monoplaza de carreras porque no llega ni a 130°, que es muy poco ángulo para las curvas más cerradas.

Si el ratio de 1,5 no funciona, es absurdo comprobar el de 2 pues el resultado va a salir menos de 103°.

Planteamos ahora un ratio de 1, relación 1:1 con dos engranajes cónicos helicoidales iguales de 20 dientes:

$$\frac{20}{20} = 1 \qquad Z2 = 1 \cdot Z1$$

$$\frac{x}{2{,}7} = \frac{Z2}{Z1} \quad \rightarrow \quad \frac{x}{2{,}7} = \frac{1 \cdot Z1}{Z1} \quad \rightarrow \quad x = 1 \cdot 2{,}7 = 2{,}7\, rad \cdot \frac{180°}{\pi rad} = 154{,}7°$$

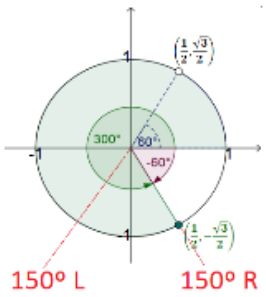


Imagen 1, Giro de volante

Este desplazamiento del volante es un poco mayor que el que inicialmente deseábamos tal y como se puede ver en la imagen 1, pero sí que lo podríamos aceptar para una curva híper cerrada, así que con este valor procederemos a elegir un juego de engranajes cónicos en el catálogo.

Relación de engrane en los cónicos	1:1
Ángulo de giro del volante	154,7°

Tabla 1, Relación de cónicos y giro de volante

2.- Cálculo de fuerzas:

2.1.- Si el monoplaza está parado:

Hay que calcular la fuerza que el piloto tiene que aplicar a través del sistema de dirección para girar las ruedas, porque el movimiento del volante crea una fuerza de fricción en las ruedas que hay que vencer cuando estas se mueven.

Se entiende que uno de los valores más altos de esa fuerza se producirá cuando el coche esté parado y se gire el volante. Opción poco recomendable dada la anchura del neumático.

Durante la competición el monoplaza no debe mover las ruedas cuando está parado, ya que, para facilitar todos sus movimientos, este será colocado sobre un patín. Con esto, pretendo indicar que las fuerzas se han tenido en cuenta para un escenario sobredimensionado que no debe ocurrir.

Las fuerzas que aparecerán en cada rueda se aprecian en la imagen 2:

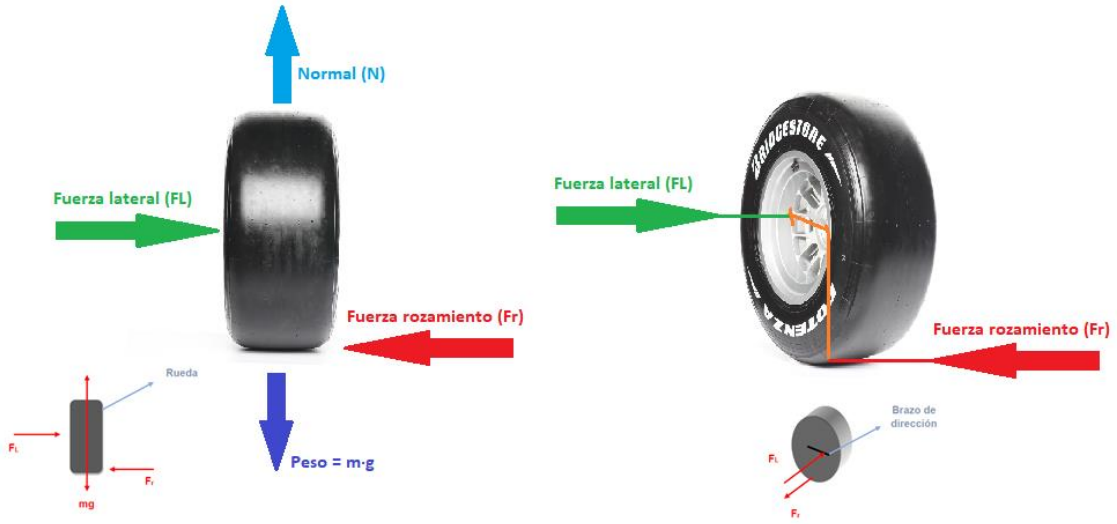


Imagen 2, Esquema de cargas sobre las ruedas

Puesto que la parte del neumático que está apoyando en el suelo no es sólo un punto, sino que debido a la deformación de la goma se forma una huella en contacto permanente con el asfalto, la fuerza de fricción se representa en la imagen 3:

Imagen 3, Esquema de las fuerzas de rozamiento en la rueda

Como se puede apreciar en la imagen la fuerza lateral no está aplicada en el centro de la rueda, sino que esta desplazada del mismo una distancia equivalente al brazo de dirección. El punto rojo es el punto de aplicación de la fuerza lateral necesaria para girar las ruedas, la distancia del brazo de dirección desde el punto de aplicación de la fuerza hasta el centro de la rueda es “Rs” y es la distancia que existe físicamente en la mangueta de la rueda entre el centro y el punto donde se ancla la barra de dirección.

El rectángulo azul inferior representa la zona de contacto entre el neumático y el suelo (la huella) y la Fr1 y Fr2 son las fuerzas de fricción que aparecen al girar las ruedas. La distancia al centro de la línea central vertical hasta Fr1 y Fr2 es R1 y R2 respectivamente. Fr1 yFr2 tienen el mismo valor, pero diferente sentido y sus distancias al centro de la línea vertical central de la rueda tienen también el mismo valor, donde:

$$|Fr1| = |Fr2| = Fr \qquad\qquad r1 = r2 = r$$

Para poder imprimir un cambio de dirección sobre la rueda, la fuerza lateral tendrá que ser ligeramente más grande que la fuerza de fricción producida por el contacto entre la rueda y el suelo. Por lo tanto, la aplicando la segunda ley de Newton a nuestra rueda tenemos las siguientes ecuaciones:

$$\sum Fx = 0 \qquad F_L - Fr = 0 \qquad F_L = Fr$$

$$\sum Fy = 0 \qquad N - mg = 0 \qquad N = mg$$

Para comenzar el cálculo es importante conocer el peso del coche para saber cuánto peso soporta cada rueda.

A partir de la información estudiada sobre los coches de la Formula Student, el peso que suelen tener es de alrededor de 250 Kg, sin tener en cuenta el peso del conductor. En este caso se considerará un peso de 300 Kg con el fin de sobredimensionar las medidas por motivos de seguridad. Para establecer un peso del conductor tomaremos el peso medio de los pilotos del equipo, que es de 77 Kg.

$$m_{TOTAL} = 300 + 77 = 377\ kg$$

Por otro lado, el peso que soportan las ruedas delanteras en estos coches suele ser de un 53% del peso total. Y cada rueda soporta la mitad.

$$m_{FRONTAL\ DER} = (377 \cdot 0{,}53) \cdot \frac{1}{2} = 99{,}9kg$$

Calculamos la fuerza normal, tomare un valor superior de g que me proporcionar un valor sobredimensionado más seguro:

$$g = 9{,}81 \ \approx 10\frac{m}{s^2}$$

$$N_{FRONTAL\ DER} = m \cdot g = 99{,}9 \cdot 10 = 999\ N$$

Ahora calculamos la fuerza de fricción en esa rueda:

Dónde μ es el coeficiente de fricción el cual suele tener valores inferiores a 1, no obstante, el fabricante del neumático HOOSIER nos recomienda utilizar un coeficiente de μ =1'5:

$$F_L = Fr = \mu \cdot N = 1{,}5 \cdot 999 = \underline{\underline{\mathbf{1498{,}6\ N}}}$$

2.2.- Si el monoplaza se está moviendo:

Para el monoplaza moviéndose se va a utilizar la misma hipótesis de carga que se ha utilizado para la suspensión. Técnicamente es la hipótesis más desfavorable.

Consideramos una masa del vehículo de 300 kg y una masa del piloto de 77 kg.

Fuerza lateral con las cargas de la imagen 4:

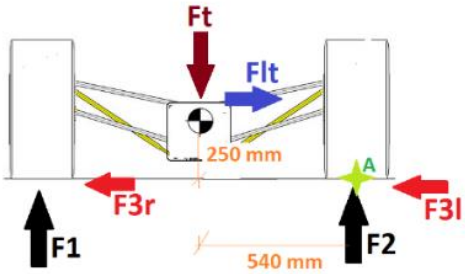


Imagen 4, Esquema de cargas sobre el vehículo

$$m_{TOTAL} = (300 + 77) = 377\ kg$$

Si consideramos un reparto de pesos del 53% para el eje delantero:

$$m_{FRONT} = 377 \cdot 0{,}53 = 199{,}81\ kg \qquad F_{FRONT} = Ft = 199{,}81 \cdot 9{,}81 = 1960{,}14\ N$$

Si aplicamos las ecuaciones de equilibrio en el centro de masas:

$$\sum Fy = 0 \qquad F1 + F2 - Ft = 0 \qquad F1 + F2 = 1960{,}14 \qquad (1)$$

$$\sum M_A = 0 \qquad -F1 \cdot 1{,}08 + Ft \cdot 0{,}54 - Flt \cdot 0{,}25 = 0 \qquad (2)$$

Ahora calculamos la fuerza lateral para un coeficiente de rozamiento de 1,5

$$Flt = 1{,}5 \cdot Ft = 1{,}5 \cdot 1960{,}14 = 2940{,}21\ N$$

De la ecuación 2:

$$F1 = \frac{1960{,}14 \cdot 0{,}54 - 2940{,}21 \cdot 0{,}25}{1{,}08} = \frac{1058{,}47 - 735{,}05}{1{,}08} = \frac{323{,}43}{1{,}08} = 299{,}47\ N$$

De la ecuación 1:

$$F2 = 1960{,}14 - 299{,}47 = 1660{,}67\ N$$

La fuerza de rozamiento en la rueda más solicitada es:

$$F3l = F2 \cdot 1{,}5 = 1660{,}67 \cdot 1{,}5 = 2491\ N$$

$$F3r = F1 \cdot 1{,}5 = 299{,}47 \cdot 1{,}5 = 449{,}21\ N$$

$$F_{Lmax} = \underline{\underline{\mathbf{2491\ N}}}$$

$$\sum Fx = 0 \qquad F3l + F3r - Flt = 0 \qquad (3)$$

$$Flt = 449{,}21 + 2491 = 2940{,}3\ N \ \approx \ 2940{,}21\ N \quad OK!$$

El porcentaje de transferencia de carga entre ambas ruedas es:

$$\frac{2491}{2940} x100 = 84{,}7\% \quad para\ la\ peor$$

Estos datos vienen de una hipótesis muy exagerada en cuanto a reparto de cargas. Hipótesis contemplada para el sistema de suspensión del monoplaza por lo que si utilizamos esta hipótesis no debemos tener ningún problema de resistencia en la dirección.

En la siguiente tabla 2 se muestran resumidas las fuerzas calculadas.

Análisis	Estático	Dinámico
Fuerza lateral de cálculo (N)	1498,6 N	**2491 N**

Tabla 2, Resumen de fuerzas

3.- Cálculo de cargas sobre la dirección:

Para las cargas sobre el tirante, debemos considerar la geometría de la mangueta de la rueda porque su centro de rotación (RC) no está en el centro de la rueda (WC), se desplaza a 18,48 mm del centro. El pivote principal donde se ancla el tirante de la dirección (KP) está a 120 mm del centro de rotación como se aprecia en las imágenes 5 y 6.

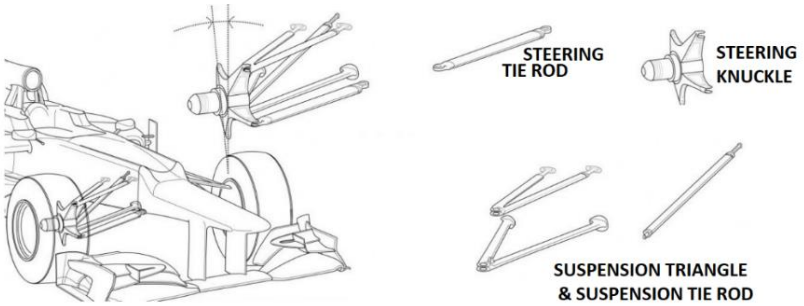


Imagen 5, Elementos básicos de suspensión y dirección

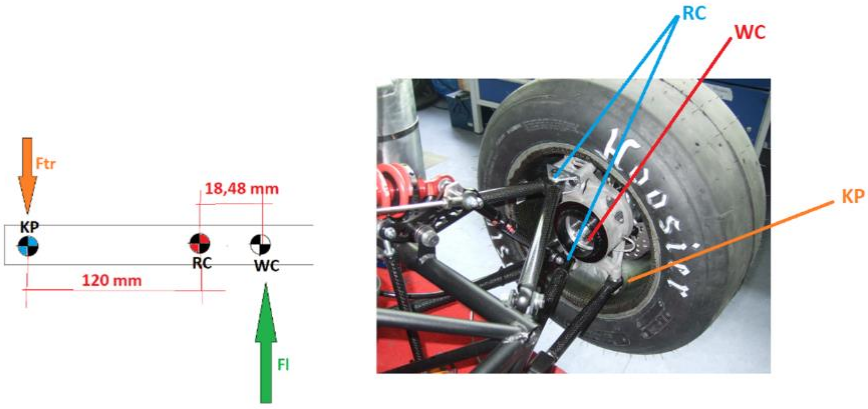


Imagen 6, Puntos de aplicación de las cargas

Bajo la peor hipótesis, la dinámica:

$$F_L = 2491\ N$$

$$\sum Mrc = 0 \qquad F_L \cdot 18{,}48 - F_{TR} \cdot 120 = 0$$

$$F_{TR} = F_L \cdot \frac{18{,}48}{120} \qquad F_{TR} = Ftg = 2491 \cdot \frac{18{,}48}{120} = \underline{\underline{\mathbf{383{,}6\ N}}}$$

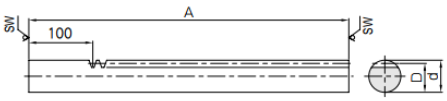
4.- Cálculo de coeficientes de seguridad de elementos:

4.1.- Cremallera:

En el cuadro de características de la cremallera, tenemos una fuerza máxima admisible de 1800 N.

Specifications	
Precision grade	KHK R 001 grade 4
Gear teeth	Standard full depth
Pressure angle	20°
Material	S45C
Heat treatment	—
Tooth hardness	(less than 95HRB)

Round Racks



∗ SW Saw Blade Finished

R7

Catalog No.	Module	Effective no. of teeth	Shape	Total length	Outside dia.	Height to pitch line	Allowable force (N)		Allowable force (kgf)		Weight
				A	d_{h9}	D	Bending strength	Surface durability	Bending strength	Surface durability	(kg)
SROS1.5-500	***m*1.5**	85	R7	505	15	13.5	1800	288	184	29.3	0.66

Tabla 3, Características de la cremallera

Bajo la hipótesis dinámica:

Se ha considerado la misma carga para la cremallera que para el tirante.

$$F_{cremallera} = Ftg = 383{,}6\ N \qquad ns = \frac{1800}{383{,}6} \approx 4{,}7$$

Estos datos han sido contrastados utilizando el simulador que el fabricante tiene en su página norteamericana.

http://khkgears.net/product-category/cp-racks-pinions/

Los parámetros con los que hemos entrado en el simulador son los que aparecen en la tabla 4 dada la naturaleza de prototipo de nuestro vehículo:

Máxima velocidad de giro	100 rpm
Número de giros (ciclos) en vida útil	100.000 ciclos
Utilización	Bidireccional
Posicionado de rodamientos	En ambos extremos
Factor de stress	1

Tabla 4, Parámetros del simulador

KHK STOCK GEARS | Series reference | Catalog number reference | Strength table reference | Gear specification reference | Comments form | How to use Web catalog

Round Racks (SROS) [SROS1.5-500] Strength Calculation (Output)

[Calculation result]

--- Bending Strength [JGMA401-01] ---	
Allowable Tangential Force(N)	2267,5682
Allowable torque(N·m)	0,0000
Allowable power (kW)	1,5138

--- Surface Durability [JGMA402-01] ---	
Allowable Tangential Force(N)	1695,3326
Allowable torque(N·m)	0,0000
Allowable power (kW)	1,1318

[Various factors values]

--- Bending Strength [JGMA401-01] ---	
Working Face Width	12,5275
Radial Tooth Profile Factor	2,0665
Load Distribution Factor	0,5243
Helix Angle Factor	1,0000
Life Factor	1,2000
Dimension Factor of Root Stress	1,0000
Overload Factor [notes]	1,0000
Dimension Factor of Root Stress	1,0000
Safety Factor	1,2000
Allowable Bending Stress at Root	13,3333

[notes] No Modified Tooth Profiles JIS grade 4

--- Surface Durability [JGMA402-01] ---	
Working Face Width	9,0000
Zone Factor	2,4946
Material Factor	60,6037
Contact Ration Factor	1,0000
Helix Angle Factor	1,0000
Life Factor	1,3000
Lubricant Factor	1,0000
Surface Roughness Factor	1,1464
Sliding Speed Factor	0,9000
Hardness Ratio Factor	1,0000
Dimension Factor of Root Stress	1,0000
Flank Load Distribution	1,0000
Overload Factor [notes]	1,0000
Dimension Factor of Root Stress	1,0000
Safety Factor	1,2000
Allowable Herts Stress	52,5000

[Operating condition input value]

Mating type	[Spur Gears]
Meshing number of teeth	[85]
Meshing Face Width	[15]
Meshing Surface finish	[Cut]
Rotating Speed	[100.0] rpm
Number of repetitions	[Approx.100,000]
Direction of Load	[Bidirectional]
Dimension Factor of Root Stress	[1.0]
Kinematic Viscosity of Lubricant	[ISO VG 100] cSt
Method of Gear shaft Support	[Bearing on Both Ends]
Safety Factor	[1.2]

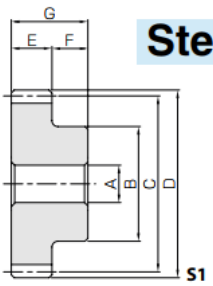
Tabla 5, Captura de la simulación de la cremallera.

Observamos que el coeficiente de seguridad no es muy diferente e incluso mejora.

$$ns_{dynamic} = \frac{2267{,}57}{383{,}6} \approx 5{,}9$$

4.2.- Piñón:

Specifications	
Precision grade	JIS grade N8 (JIS B1702-1: 1998) JIS grade 4 (JIS B1702: 1976)
Gear teeth	Standard full depth
Pressure angle	20°
Material	S45C
Heat treatment	—
Tooth hardness	(less than 194HB)



Steel Spur Gears

Catalog No.	Module	No. of teeth	Shape	Bore	Hub dia.	Pitch dia.	Outside dia.	Face width	Hub width	Total length	Web thickness
				A_{H7}	B	C	D	E	F	G	H
SS1.5-20 SS1.5-20A SS1.5-20B SS1.5-20C	*m*1.5	20	S1 S1T S1T S1K	8 6 8 10	24	30	33	15	10	25	—

Catalog No.	Web O.D.	Keyway	Set Screw		Allowable torque (N·m)		Allowable torque (kgf·m)		Backlash	Weight
	I	Width×Depth	Size	J	Bending strength	Surface durability	Bending strength	Surface durability	(mm)	(kg)
SS1.5-20 SS1.5-20A SS1.5-20B SS1.5-20C	—	— — — 4 x 1.8	— M4 M5 M4	— 5 5 5	19.4	1.15	1.98	0.12	0.10~0.22	0.11 0.11 0.11 0.10

Tabla 6, Características del piñón

Bajo la hipótesis dinámica:

$$Ftg = 383{,}6\ N \qquad Z = 20 \qquad m = 1{,}5$$

$$D = m \cdot Z = 1{,}5 \cdot 20 = 30\ mm$$

$$Mmax = Ftg \cdot r = 383{,}6 \cdot \frac{0{,}03}{2} = 5{,}75\ Nm$$

HIPÓTESIS	Mt
Dynamic	5,75 Nm

Tabla 7, Momento torsor

$$ns_{dynamic} = \frac{19{,}4}{5{,}75} \approx 3{,}37$$

Estos datos al igual que con la cremallera, también han sido contrastados utilizando el simulador que el fabricante tiene en su página norteamericana.

Los parámetros con los que hemos entrado en el simulador son los que aparecen en la tabla 8 dada la naturaleza de prototipo de nuestro vehículo:

Máxima velocidad de giro	100 rpm
Número de giros (ciclos) en vida útil	100.000 ciclos
Utilización	Bidireccional
Posicionado de rodamientos	En ambos extremos
Factor de stress	1

Tabla 8, Parámetros del simulador

KHK STOCK GEARS — Series reference | Catalog number reference | Strength table reference | Gear specification reference | Comments form | How to use Web catalog

Steel, Spur Gears (SS) [SS1.5-20] Strength Calculation (Output)

[Calculation result]

--- Bending Strength [JGMA401-01] ---	
Allowable Tangential Force(N)	1553.9894
Allowable torque(N·m)	23.3098
Allowable power (kW)	0.2441

--- Surface Durability [JGMA402-01] ---	
Allowable Tangential Force(N)	119.4814
Allowable torque(N·m)	1.7922
Allowable power (kW)	0.0188

[Operating condition input value]

Mating type	[Spur Gears]
Meshing number of teeth	[20]
Meshing Face Width	[15]
Meshing Surface finish	[Cut]
Rotating Speed	[100.0] rpm
Number of repetitions	[Approx.100,000]
Direction of Load	[Bidirectional]
Dimension Factor of Root Stress	[1.0]
Kinematic Viscosity of Lubricant	[ISO VG 100] cSt
Method of Gear shaft Support	[Bearing on Both Ends]
Safety Factor	[1.2]

[Various factors values]

--- Bending Strength [JGMA401-01] ---	
Working Face Width	15.0000
Radial Tooth Profile Factor	2.8000
Load Distribution Factor	0.6423
Helix Angle Factor	1.0000
Life Factor	1.2000
Dimension Factor of Root Stress	1.0000
Overload Factor [notes]	1.0000
Dimension Factor of Root Stress	1.0000
Safety Factor	1.2000
Allowable Bending Stress at Root	12.6667

[notes] Modified Tooth Profiles JIS grade 4

--- Surface Durability [JGMA402-01] ---	
Zone Factor	2.4946
Material Factor	60.6037
Contact Ration Factor	1.0000
Helix Angle Factor	1.0000
Life Factor	1.3000
Lubricant Factor	1.0000
Surface Roughness Factor	0.7455
Sliding Speed Factor	0.9000
Hardness Ratio Factor	1.0000
Dimension Factor of Root Stress	1.0000
Flank Load Distribution	1.0250
Overload Factor [notes]	1.0000
Dimension Factor of Root Stress	1.0000
Safety Factor	1.2000
Allowable Herts Stress	49.0000

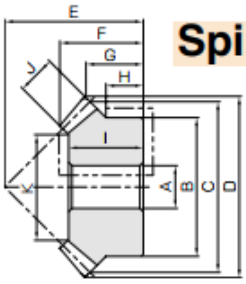
Tabla 8, Captura de la simulación del piñón

Observamos que el coeficiente de seguridad es bastante parecido al calculado según catálogo.

$$ns_{dynamic} = \frac{23{,}3098}{5{,}75} \approx 4$$

4.3.- Cónicos:

Specifications	
Precision grade	JIS B 1704 : 1978 grade 4
Gear teeth	Gleason
Pressure angle	20°
Helix angle	35°
Material	SCM415
Heat treatment	Carburizing
Tooth hardness	55 ~ 60HRC



Spiral Miter Gears

Catalog No.	Gear ratio	Module	No. of teeth	Direction of spiral	Shape	Bore	Hub dia.	Pitch dia.	Outside dia.	Mounting distance	Total length	Crown to back length
						A_{H7}	B	C	D	E	F	G
MMS2-20R **MMS2-20L**	1	***m2***	20	R L	B3	12	34	40	42.31	35	22.14	16.15

Hub width	Length of bore	Face width	Holding surface dia.	Allowable torque (N·m)		Allowable torque (kgf·m)		Backlash	Weight
H	I	J	K	Bending strength	Surface durability	Bending strength	Surface durability	(mm)	(kg)
12	20	9	24.54	17.0	17.3	1.73	1.76	0.06~0.16	0.13

Tabla 9, Características de los cónicos

Los engranajes cónicos deben soportar el siguiente momento torsor "Mt":

HIPÓTESIS	Mt
Dynamic	5,75 Nm

Tabla 10, Momento torsor

$$ns_{dynamic} = \frac{17}{5{,}75} \approx 2{,}95$$

Estos datos al igual que con el resto de elementos del catálogo de "KHK", también han sido contrastados utilizando el simulador que el fabricante tiene en su página norteamericana.

Los parámetros con los que hemos entrado en el simulador son los que aparecen en la tabla 11 dada la naturaleza de prototipo de nuestro vehículo:

Máxima velocidad de giro	100 rpm
Número de giros (ciclos) en vida útil	100.000 ciclos
Utilización	Bidireccional
Posicionado de rodamientos	Un extremo
Factor de stress	1

Tabla 11, Parámetros del simulador

KHK STOCK GEARS | Series reference | Catalog number reference | Strength table reference | Gear specification reference | Comments form | How to use Web catalog

Spiral Miter Gears (MMS) [MMS2-20R] Strength Calculation (Output)

[Calculation result]

--- Bending Strength [JGMA403-01] ---	
Allowable Tangential Force(N)	1512,8684
Allowable torque(N·m)	25,4435
Allowable power (kW)	0,2664

--- Surface Durability [JGMA404-01] ---	
Allowable Tangential Force(N)	1593,3370
Allowable torque(N·m)	26,7968
Allowable power (kW)	0,2806

[Operating condition input value]

Rotating Speed	[100.0] rpm
Number of repetitions	[Approx.100,000]
Direction of Load	[Bidirectional]
Dimension Factor of Root Stress	[1.0]
Kinematic Viscosity of Lubricant	[ISO VG 100] cSt
Method of Gear shaft Support	[Bearing on One End]
Relative Factor	[1.2]

[Various factors values]

--- Bending Strength [JGMA403-01] ---	
Standard Value of Tooth Profile Factor	2,4526
Radial Tooth Profile Factor	2,4526
Load Distribution Factor	0,7733
Helix Angle Factor	0,7500
Cutter Diameter Effect Factor	0,9500
Life Factor	1,5000
Dimension Factor of Root Stress	1,0000
Tooth Flank Load Distribution	1,8000
Overload Factor [notes]	1,1000
Dimension Factor of Root Stress	1,0000
Relative Factor	1,2000
Allowable Bending Stress at Root	31,3333

[notes] JIS grade 4

--- Surface Durability [JGMA404-01] ---	
Material Factor	60,6037
Life Factor	1,3000
Lubricant Factor	1,0000
Surface Roughness Factor	0,8801
Sliding Speed Factor	0,9500
Hardness Ratio Factor	1,0000
Dimension Factor of Root Stress	1,0000
Zone Factor	2,1307
Contact Ration Factor	0,8794
Helix Angle Factor	1,0000
Flank Load Distribution	2,1000
Overload Factor [notes]	1,1000
Dimension Factor of Root Stress	1,0000
Relative Factor	1,2000
Allowable Herts Stress	166,0000

Tabla 12, Captura de la simulación de los cónicos

Calculamos el coeficiente de seguridad que en este caso todavía es más benévolo que el calculado anteriormente:

$$ns_{dynamic} = \frac{25{,}4435}{5{,}75} \approx 4{,}4$$

Recordar que estos engranajes se limitan el movimiento axial el uno con el otro por lo que no pueden escapar de su respectivo eje.

4.4.- Columna de dirección vertical:

Las fuerzas en el eje vertical de la columna de dirección son generadas por el momento torsor "Mt" que se está transmitiendo.

HIPÓTESIS	Mt
Dynamic	5,75 Nm

Tabla 13, Momento torsor

Parámetros del eje vertical:

Material	Aluminio 7075
Longitud total	341 mm
Diámetro de la zona del piñón	15 mm
Longitud de la zona del piñón	39 mm
Diámetro central de la barra	20 mm
Longitud de la zona central	268 mm
Diámetro de la zona del cónico	15 mm
Longitud de la zona del cónico	34 mm

Tabla 14, Parámetros del eje vertical

Sera necesario calcular las fuerzas que el engranaje cónico y el piñón ejercen sobre el eje.

4.4.1.- Cálculo de fuerzas en el piñón:

Parámetros del piñón:

ÁNGULO DE PRESIÓN	MODULO	DIENTES	DIÁMETRO
20°	1,5 mm	20	30 mm

Tabla 15, Parámetros del piñón

$$Ftmax = \frac{Mtmax}{r} = \frac{5{,}75}{0{,}0075} = 766{,}7\ N$$

$$Frmax = Ftmax \cdot tg\varphi = 383{,}6 \cdot tg20 = 279{,}04\ N$$

4.4.2.- Cálculo de fuerzas en el cónico:

Parámetros del engranaje cónico:

ÁNGULO DE PRESIÓN	ÁNGULO DE HÉLICE	MODULO	DIENTES	DIÁMETRO
20°	35°	2 mm	20	40 mm

Tabla 16, Parámetros de los cónicos

$$Ftmax = \frac{Mtmax}{r} = \frac{5{,}75}{0{,}02} = 287{,}5\ N$$

$$Frmax = Ftmax \cdot tg\varphi \cdot cos\gamma = 287{,}5 \cdot tg20 \cdot cos35 = 85{,}7N$$

$$Famax = Ftmax \cdot tg\varphi \cdot sen\gamma = 287{,}5 \cdot tg20 \cdot sen35 = 60{,}02\ N$$

Mediante el complemento de simulación de SOLIDWORKS realizamos la simulación con las cargas y las restricciones correspondientes para poder obtener las tensiones y el coeficiente de seguridad de la pieza.

El análisis se ha realizado aplicando las cargas en los chaveteros del engranaje cónico como si estuviéramos girando el monoplaza y fijando los chaveteros del piñón como resistencia al giro, como se aprecia en las imágenes 7 y 8.

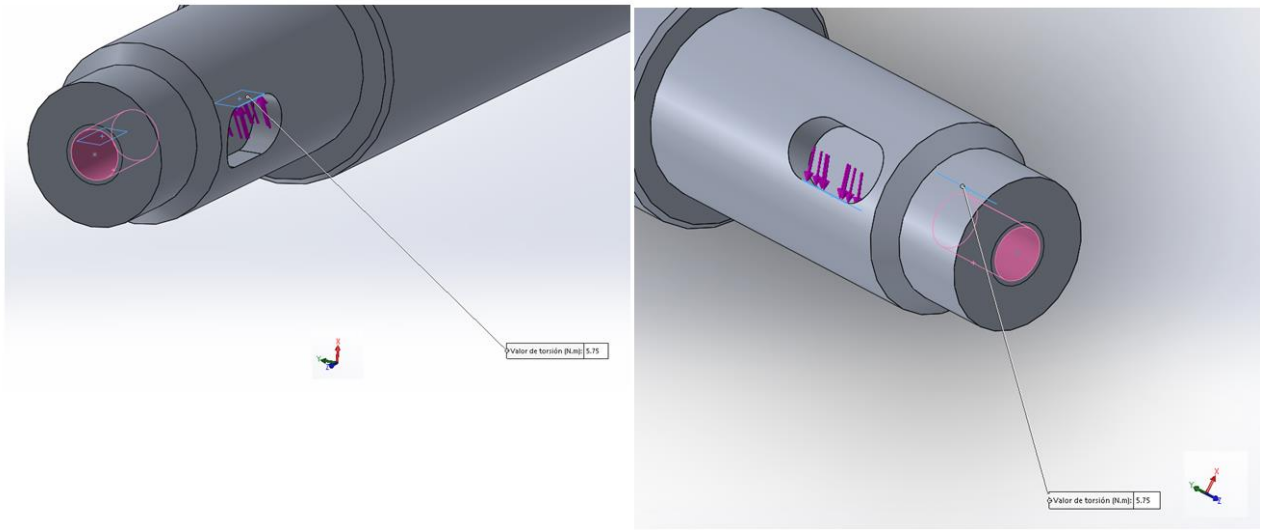


Imagen 7, Par aplicado en chaveteros

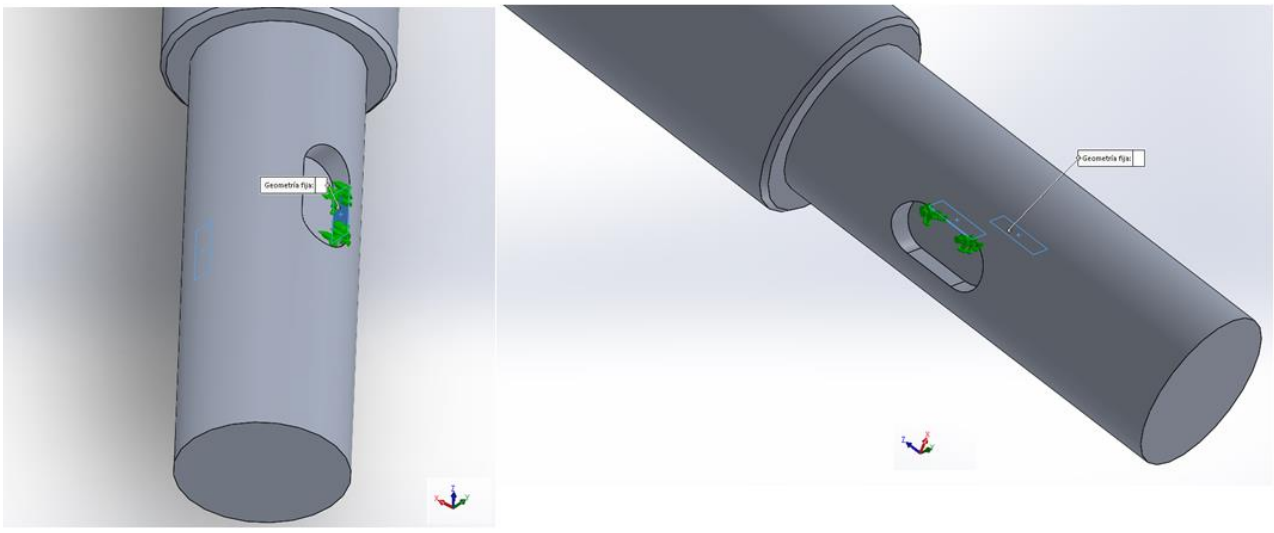


Imagen 8, Resistencia aplicada en los chaveteros

Como criterio de resistencia se ha empleado el criterio de VON MISES.

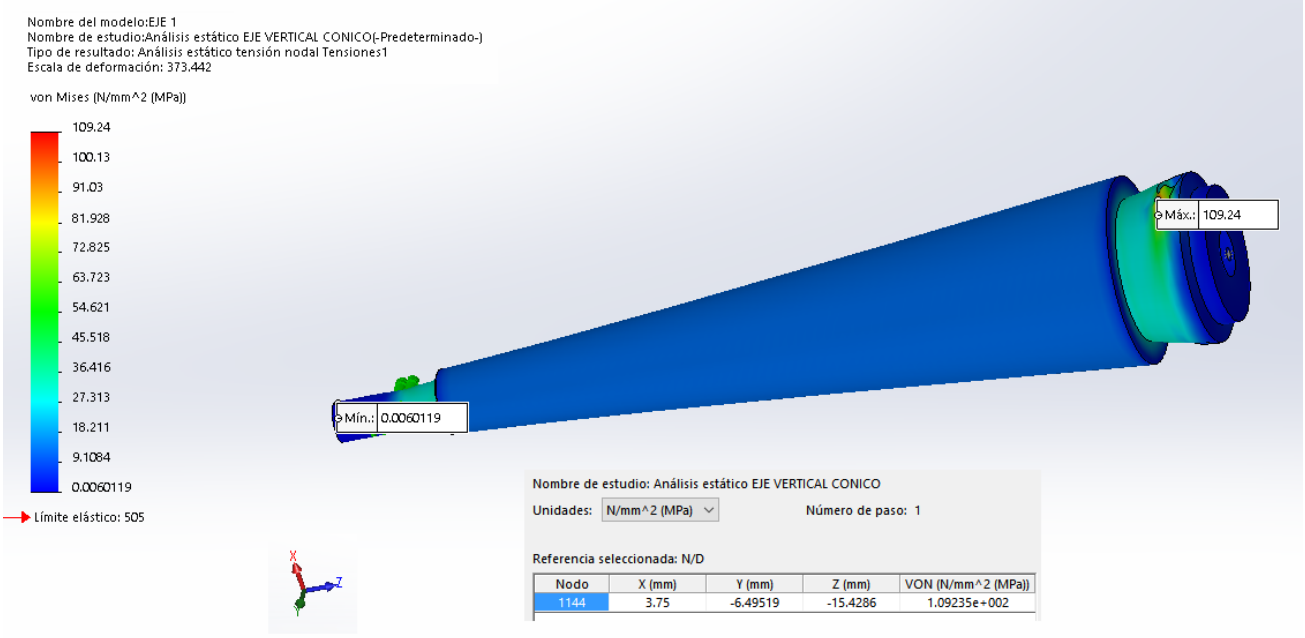


Imagen 9, Simulación del eje vertical

Nombre de estudio: Análisis estático EJE VERTICAL CONICO

Unidades: N/mm^2 (MPa) Número de paso: 1

Referencia seleccionada: N/D

Nodo	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	VON (N/mm^2 (MPa))
1144	3.75	-6.49519	-15.4286	1.09235e+002

Tabla 17, Resultados de la simulación

Si calculamos el coeficiente de seguridad con los datos extraídos

$$ns = \frac{505}{109{,}24} \approx 4{,}6$$

La simulación con SOLIDWORKS lo va a confirmar:

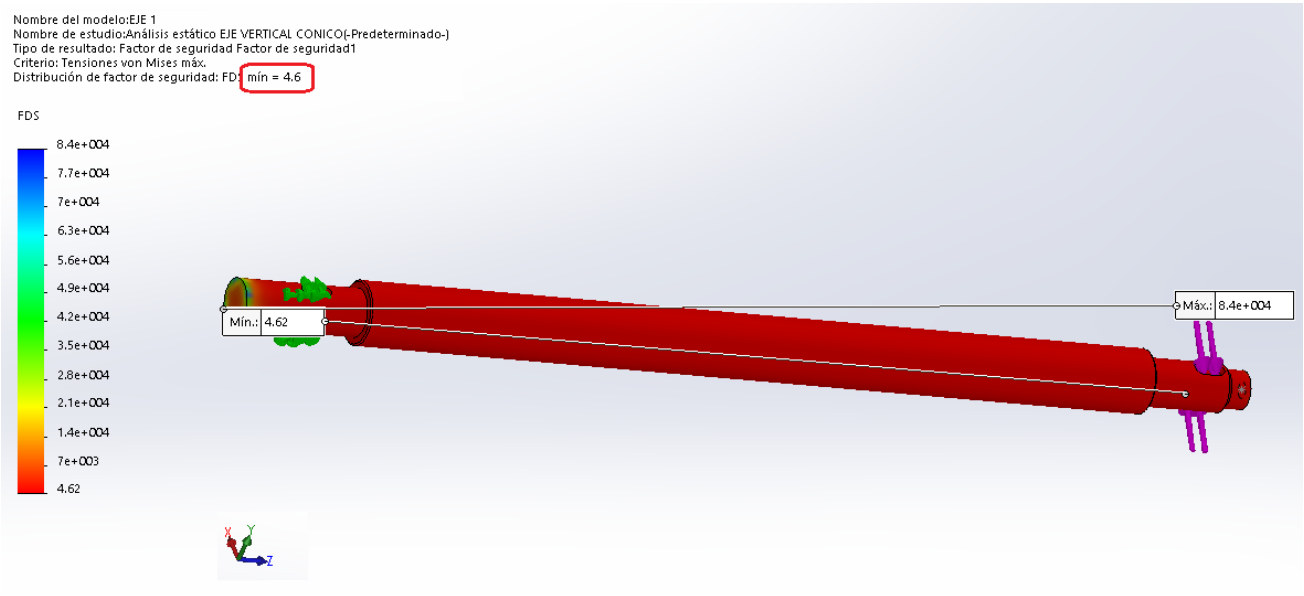


Imagen 10, Simulación del coeficiente de seguridad.

Se ha considerado no realizar un estudio de fatiga ya que esta pieza a pesar de ser rotativa, no se va a someter a un alto número de ciclos al tratarse de un vehículo que durante su vida útil va a realizar muy pocos kilómetros con muy pocos giros y a muy bajas revoluciones.

En un vehículo convencional si se debería realizar este estudio de fatiga dado que la vida útil y el kilometraje de los coches convencionales es muchísimo mayor.

4.5.- COLUMNA DE DIRECCION HORIZONTAL:

Las fuerzas en el eje horizontal de la columna de dirección son generadas por el momento torsor "Mt" que se está transmitiendo.

HIPÓTESIS	Mt
Dynamic	5,75 Nm

Tabla 18, Momento torsor

Sera necesario calcular las fuerzas que el engranaje cónico para saber la fuerza que hay que realizar en el volante para contrarrestarla y comprobar los esfuerzos en el eje.

Material	Aluminio 7075
Longitud total	167 mm
Diámetro general	20 mm
Longitud de 20mm	129 mm
Diámetro en zona de los cónicos	15 mm
Longitud de 15mm	34 mm

Tabla 19, Parámetros del eje horizontal

Sera necesario calcular las fuerzas que el engranaje cónico:

Parámetros del engranaje cónico:

ÁNGULO DE PRESIÓN	ÁNGULO DE HÉLICE	MODULO	DIENTES	DIÁMETRO
20°	35°	2 mm	20	40 mm

Tabla 20, Parámetros del engranaje cónico.

$$Ftmax = \frac{Mtmax}{r} = \frac{5{,}75}{0{,}02} = 287{,}5\ N$$

$$Frmax = Ftmax \cdot tg\varphi \cdot cos\gamma = 287{,}5 \cdot tg20 \cdot cos35 = 85{,}7N$$

$$Famax = Ftmax \cdot tg\varphi \cdot sen\gamma = 287{,}5 \cdot tg20 \cdot sen35 = 60{,}02\ N$$

Como en el eje vertical, mediante el complemento de simulación de SOLIDWORKS realizamos la simulación con las cargas y las restricciones correspondientes al eje horizontal y obtendremos las tensiones y el coeficiente de seguridad de la pieza.

El análisis se ha realizado aplicando las cargas donde el eje se une al volante como si estuviéramos girando el monoplaza y fijando los chaveteros del engranaje cónico como resistencia al giro.

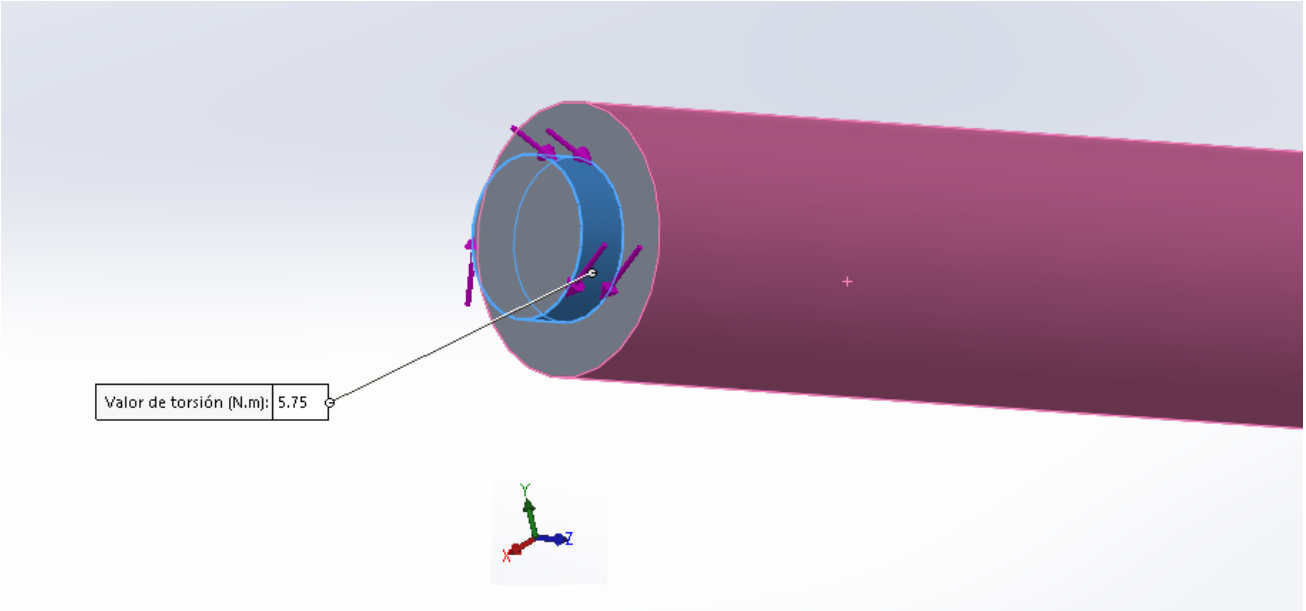


Imagen 11, Aplicación del momento torsor

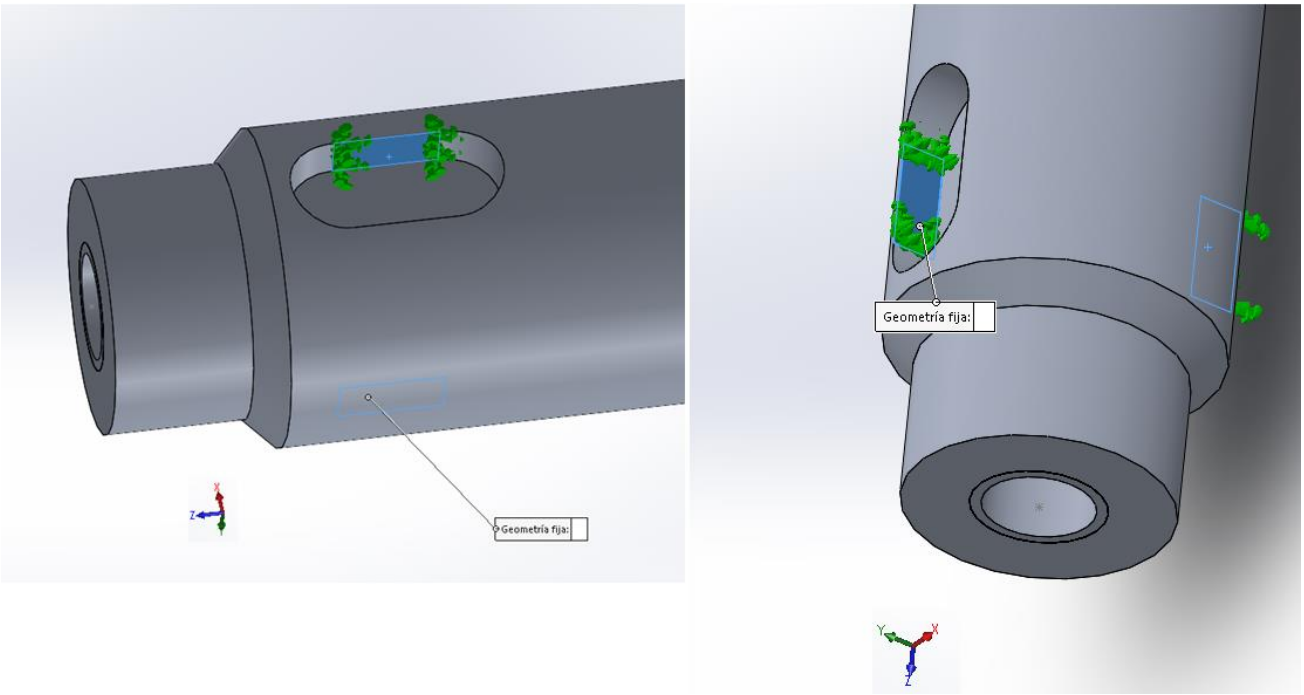


Imagen 12, Aplicación de las restricciones

Como criterio de resistencia se ha empleado el criterio de VON MISES.

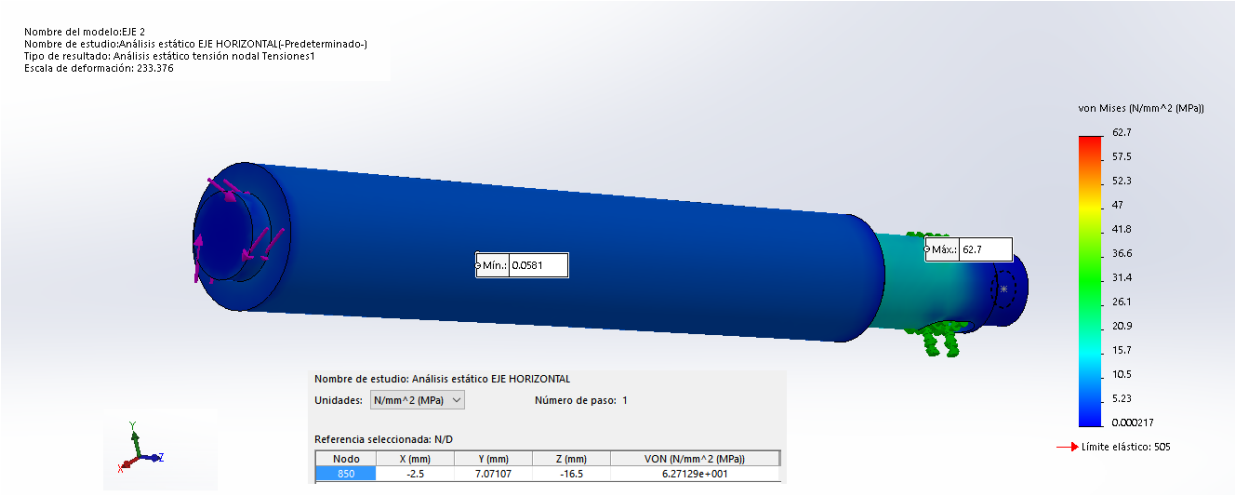


Imagen 13, Simulación del eje horizontal

Nombre de estudio: Análisis estático EJE HORIZONTAL

Unidades: N/mm^2 (MPa) Número de paso: 1

Referencia seleccionada: N/D

Nodo	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	VON (N/mm^2 (MPa))
850	-2.5	7.07107	-16.5	6.27129e+001

Tabla 21, Resultado de la simulación

Si calculamos el coeficiente de seguridad con los datos extraídos

$$ns = \frac{505}{62{,}71} \approx 8$$

La simulación con SOLIDWORKS lo va a confirmar:

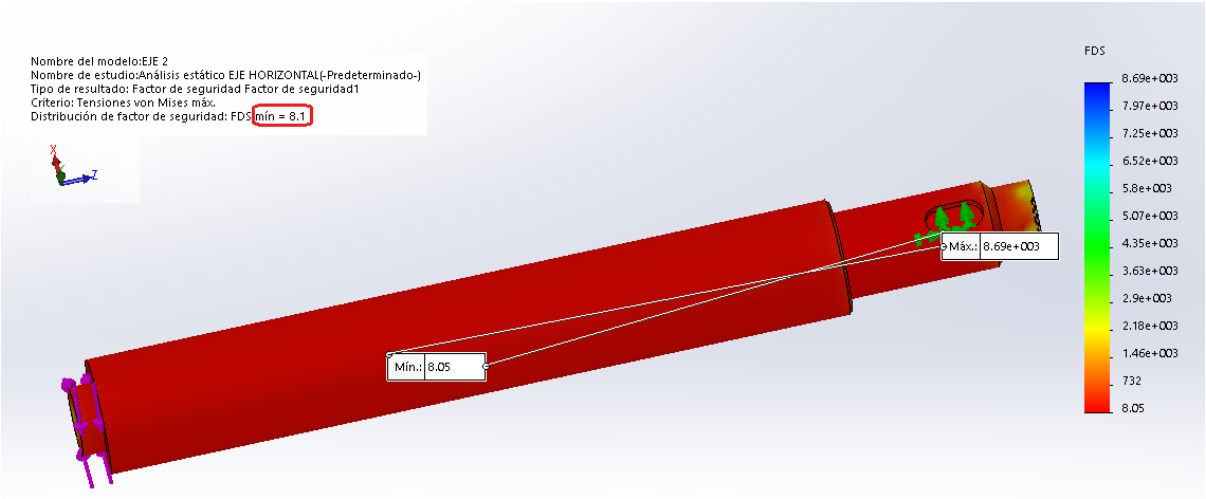


Imagen 14, Simulación del coeficiente de seguridad

Se ha considerado no realizar un estudio de fatiga ya que esta pieza a pesar de ser rotativa, no se va a someter a un alto número de ciclos al tratarse de un vehículo que durante su vida útil va a realizar muy pocos kilómetros con muy pocos giros y a muy bajas revoluciones.

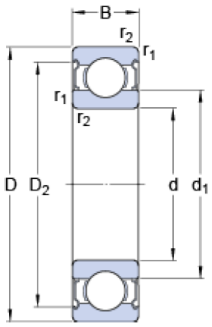
En un vehículo convencional si se debería realizar este estudio de fatiga dado que la vida útil y el kilometraje de los coches convencionales es muchísimo mayor.

4.6.- Rodamientos:

La Resistencia de los rodamientos es muy superior a las cargas que nosotros tenemos tal y como se observa en el cuadro de características para el SKF 61902-2Z.

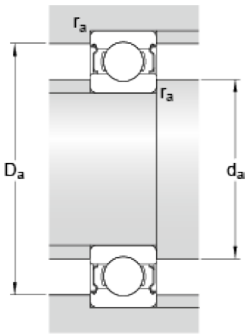
SKF 61902-2Z

Dimensiones



d		15	mm
D		28	mm
B		7	mm
d_1	≈	18.8	mm
D_2	≈	25.3	mm
$r_{1,2}$	min.	0.3	mm

Dimensiones de los resaltes



d_a	min.	17	mm
d_a	max.	18.3	mm
D_a	max.	26	mm
r_a	max.	0.3	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	4.36	kN	Velocidad límite		28000	r/min
Capacidad de carga estática básica	C_0	2.24	kN	Factor de cálculo	k_r	0.02	
Carga límite de fatiga	P_u	0.095	kN	Factor de cálculo	f_0	14.3	
Velocidad de referencia		56000	r/min	Rodamiento de masa		0.016	kg

Tabla 22, Parámetros rodamiento SKF

HIPÓTESIS	Mt
Dinámica	5,75 Nm

Tabla 23, Momento torsor

$$Fmax = \frac{Mtmax}{r} = \frac{5{,}75}{0{,}0075} = 766{,}7\ N \qquad ns = \frac{4360}{766{,}7} \approx 5{,}7$$

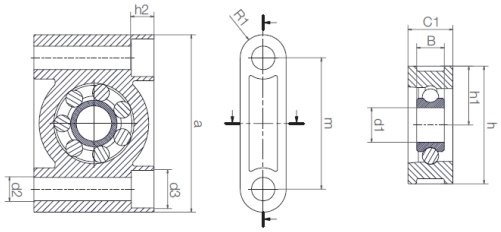
4.7.- Rodamiento IGUS:

El rodamiento “IGUS” tiene que soportar la fuerza radial que se genera en el cónico del eje horizontal.

ESTM-BB1-F06-B180-ES

Pillow block bearing	Ball bearing, single row	Fixed version	Inner Ø	Race material	Ball material

Race material
B180: xirodur® B180
Options:
Ball material
ES: Stainless steel
GL: Glass



Dimensions [mm]

Inner Ø d1	Holes Ø d2	d3	h	h1	h2	a	m	C1	B	R1	Part No.
20	9.0	14.0	48	24	8.6	72	54	18	12	9.0	ESTM-BB1-F20-B180

Technical data

Type	Radial load capacity stat. [N]	dyn. [N]	Max. speed [rpm]	Weight B180/ES [g]	B180/GL [g]
ESTM-F20	250	320	1,150	54.1	47.7

Tabla 24, Parámetros IGUS

HIPÓTESIS	Fr
Dinámica	85,7 N

Tabla 25, Fuerza en el rodamiento.

$$ns = \frac{320}{85{,}7} = 3{,}7$$

4.8.- Chavetas:

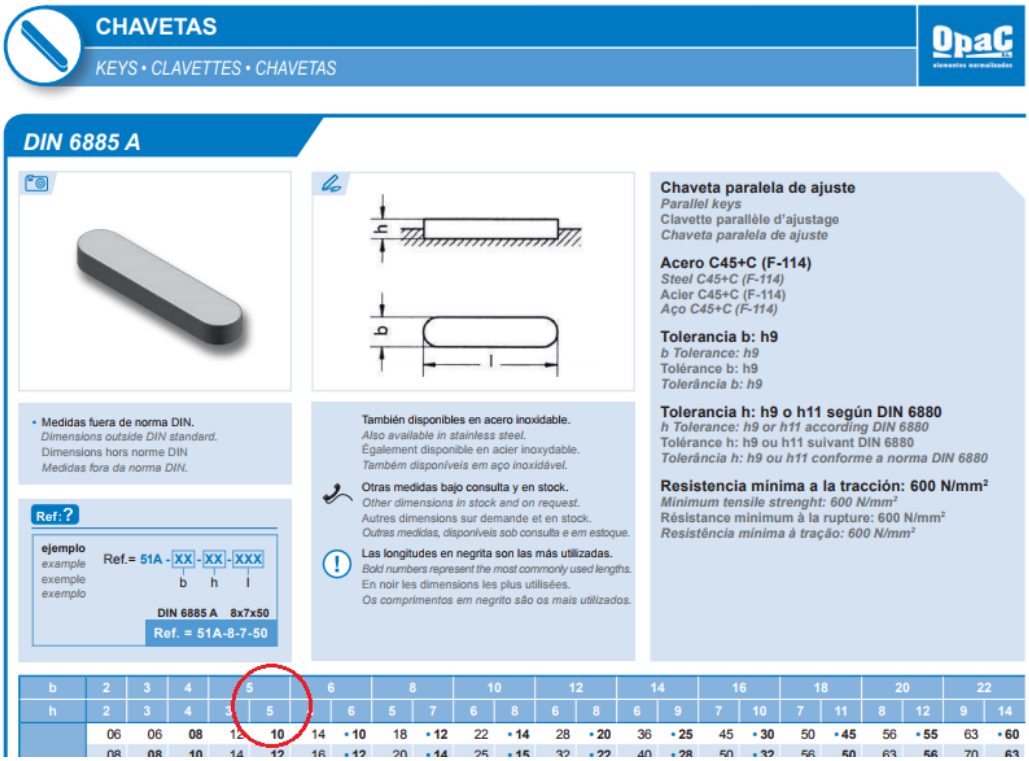


Tabla 26, Parámetros chaveta

Las chavetas del sistema deben soportar el siguiente momento torsor "Mt":

HIPÓTESIS	Mt
Dinámica	5,75 Nm

Tabla 27, Momento torsor

Las chavetas tienen dos tipos de fallos característicos, fallo por cizallamiento y fallo por aplastamiento, estos fallos están muy relacionados con la longitud de las chavetas.

A continuación, se va a demostrar que nuestras chavetas 5x5x10 presentan la longitud necesaria.

Fallo por cizallamiento entre el acero C45+C con el acero:

$$10mm \gg \frac{4 \cdot Mt \cdot ns}{D \cdot b \cdot Sy} = \frac{4 \cdot 5{,}75 \cdot 1{,}2}{15 \cdot 5 \cdot 600} = 6{,}13 \cdot 10^{-4}\ mm \quad OK!!$$

Fallo por cizallamiento entre el acero C45+C con el aluminio:

$$10mm \gg \frac{4 \cdot Mt \cdot ns}{D \cdot b \cdot Sy} = \frac{4 \cdot 5{,}75 \cdot 1{,}2}{15 \cdot 5 \cdot 159} = 2{,}31 \cdot 10^{-3}\ mm \quad OK!!$$

Fallo por aplastamiento entre el acero C45+C con el acero:

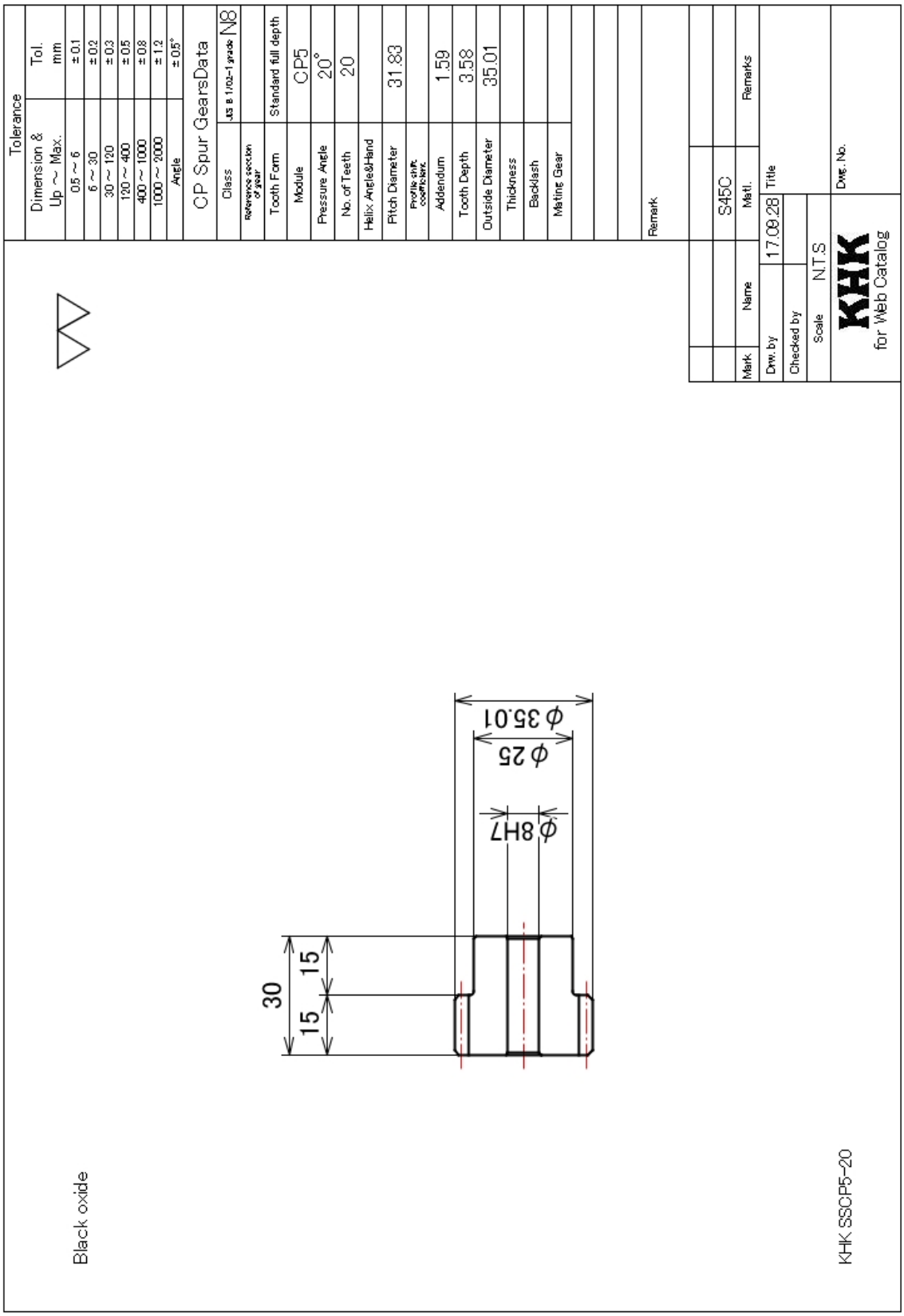
$$10mm \gg \frac{4 \cdot Mt \cdot ns}{D \cdot h \cdot Sy} = \frac{4 \cdot 5{,}75 \cdot 1{,}2}{15 \cdot 5 \cdot 600} = 6{,}13 \cdot 10^{-4}\ mm \quad OK!!$$

Fallo por aplastamiento entre el acero C45+C con el aluminio:

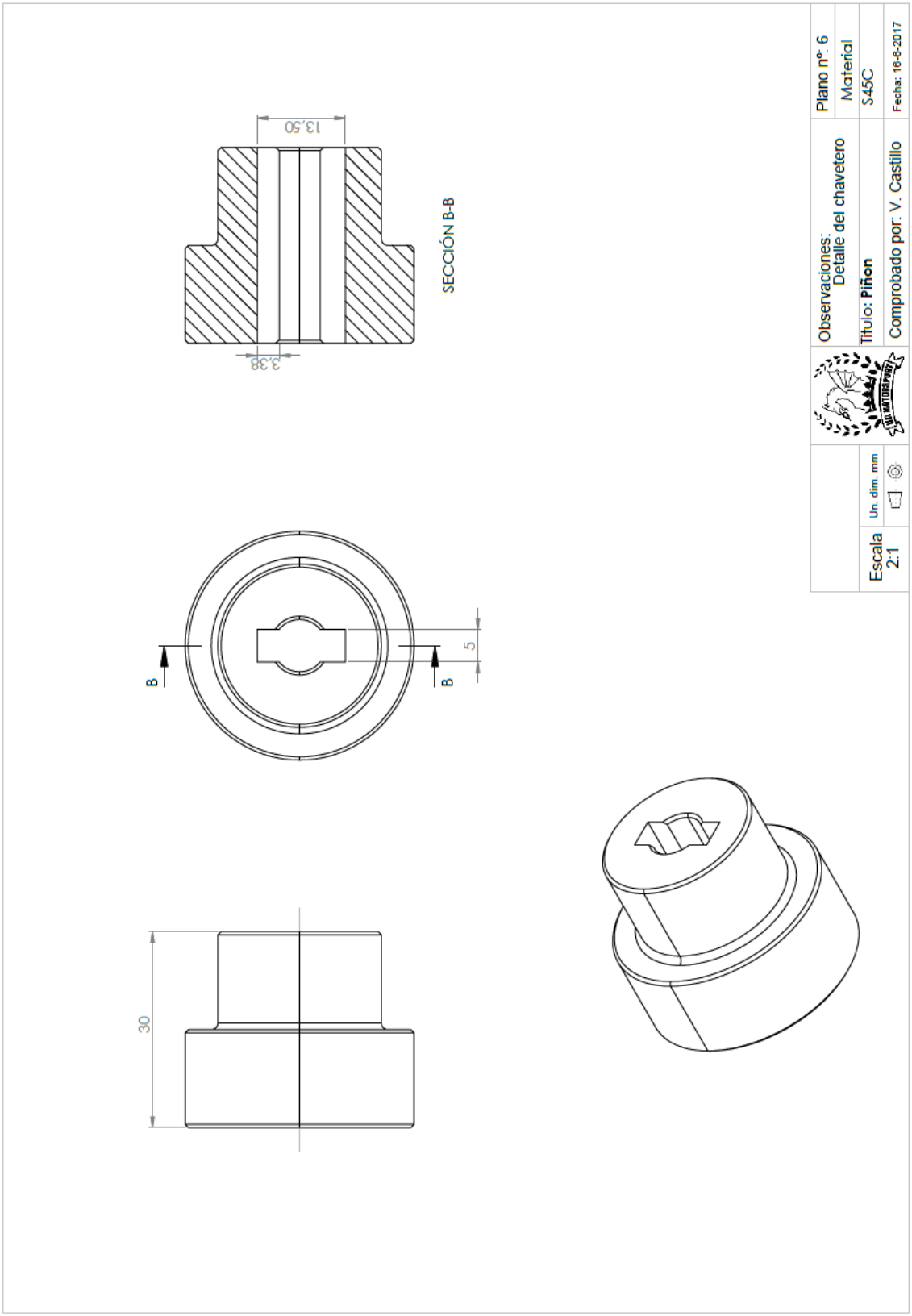
$$10mm \gg \frac{4 \cdot Mt \cdot ns}{D \cdot h \cdot Sy} = \frac{4 \cdot 5{,}75 \cdot 1{,}2}{15 \cdot 5 \cdot 159} = 2{,}31 \cdot 10^{-3}\ mm \quad OK!!$$

PLANOS:

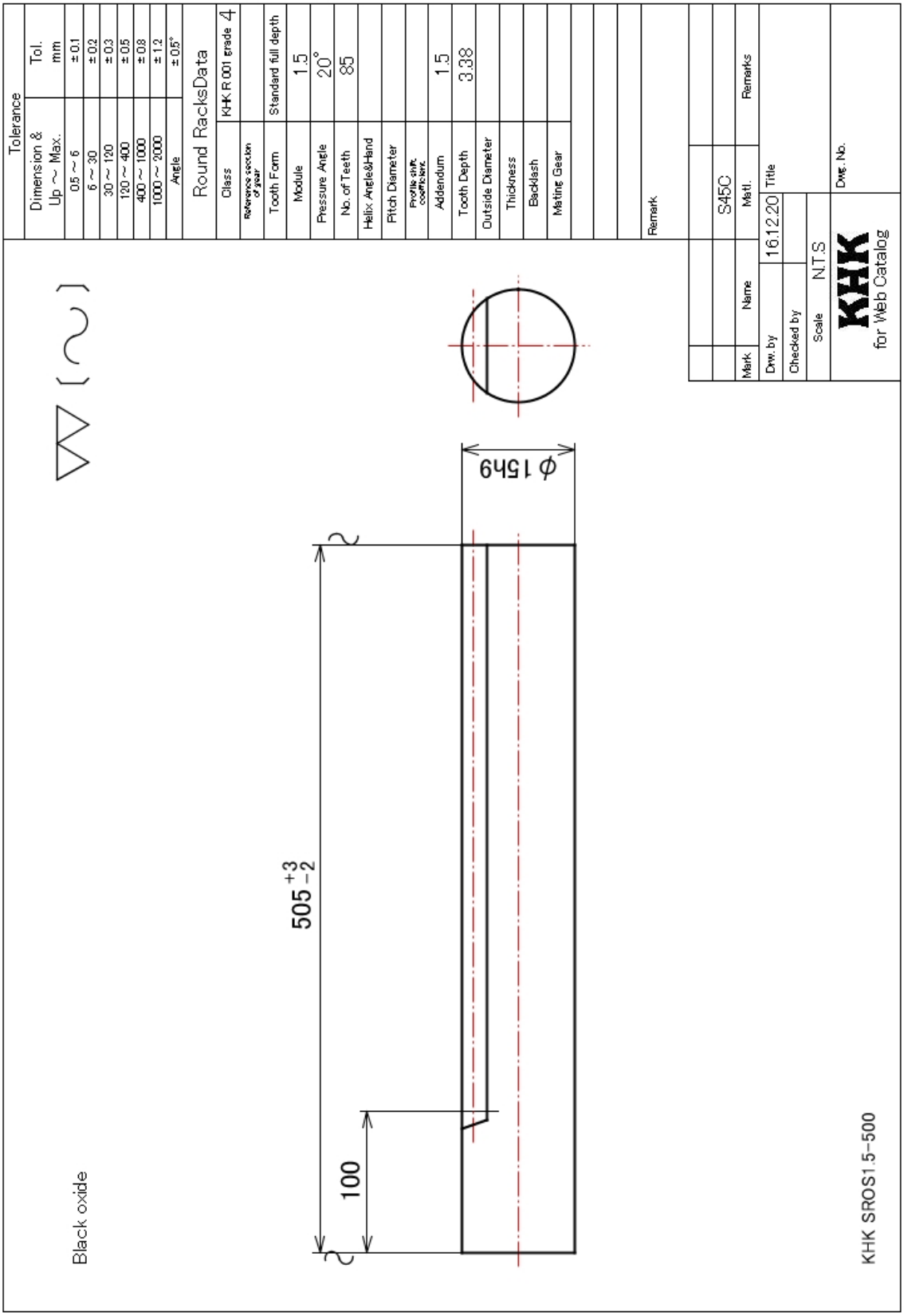
Índice de planos:



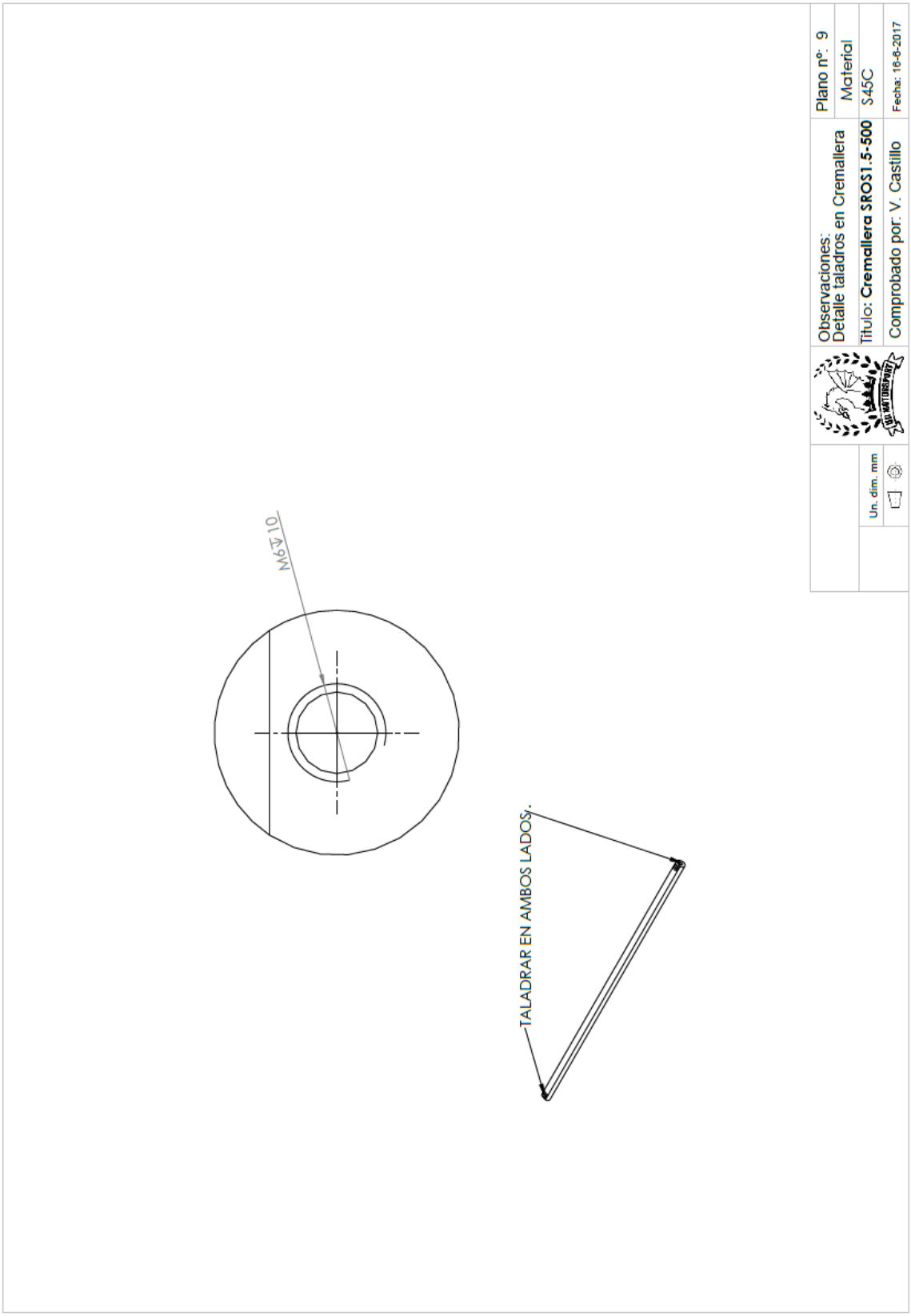
Plano 1, Piñón original



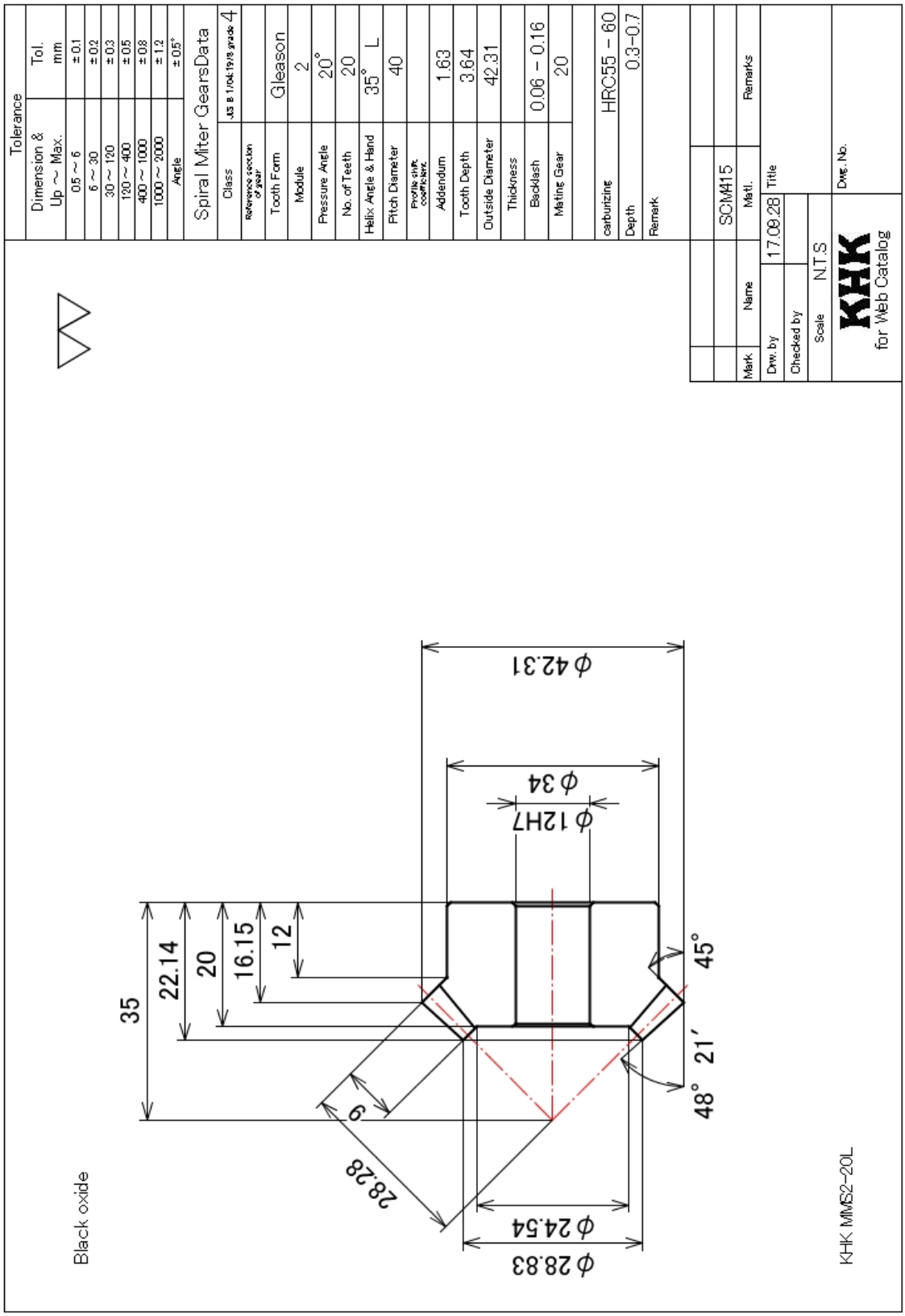
Plano 2, Modificaciones del piñón



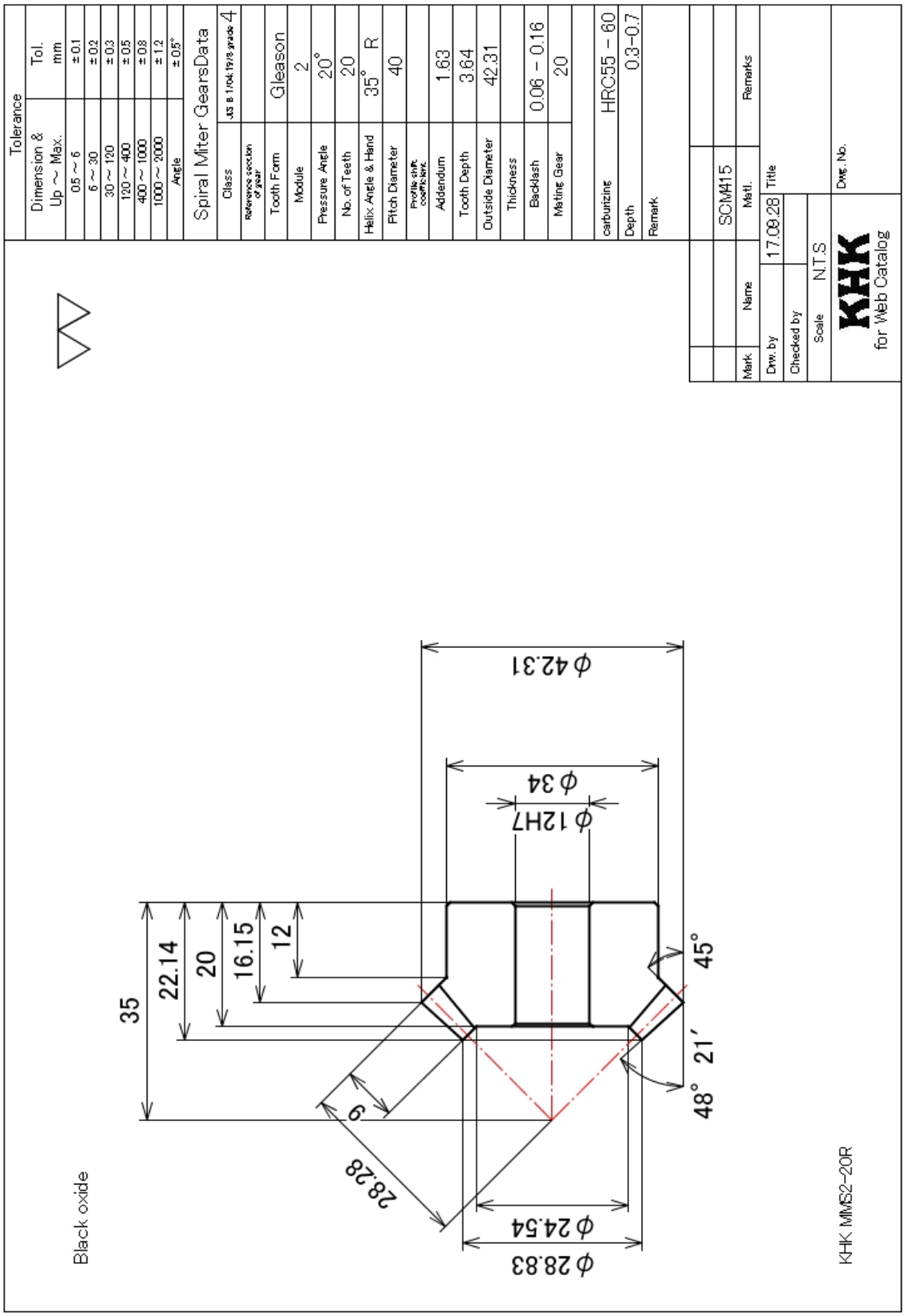
Plano 3, Cremallera original



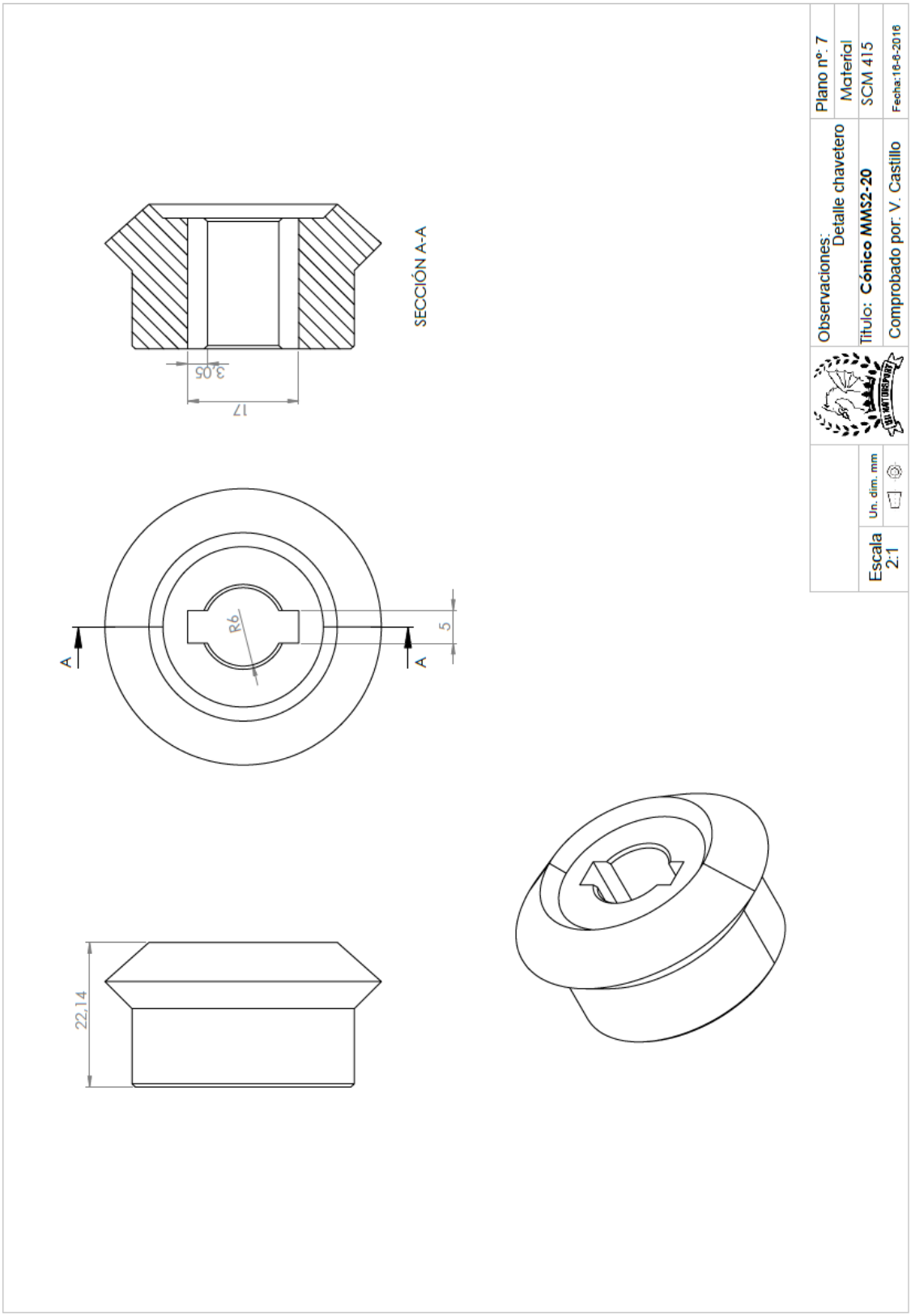
Plano 4, Modificaciones cremallera



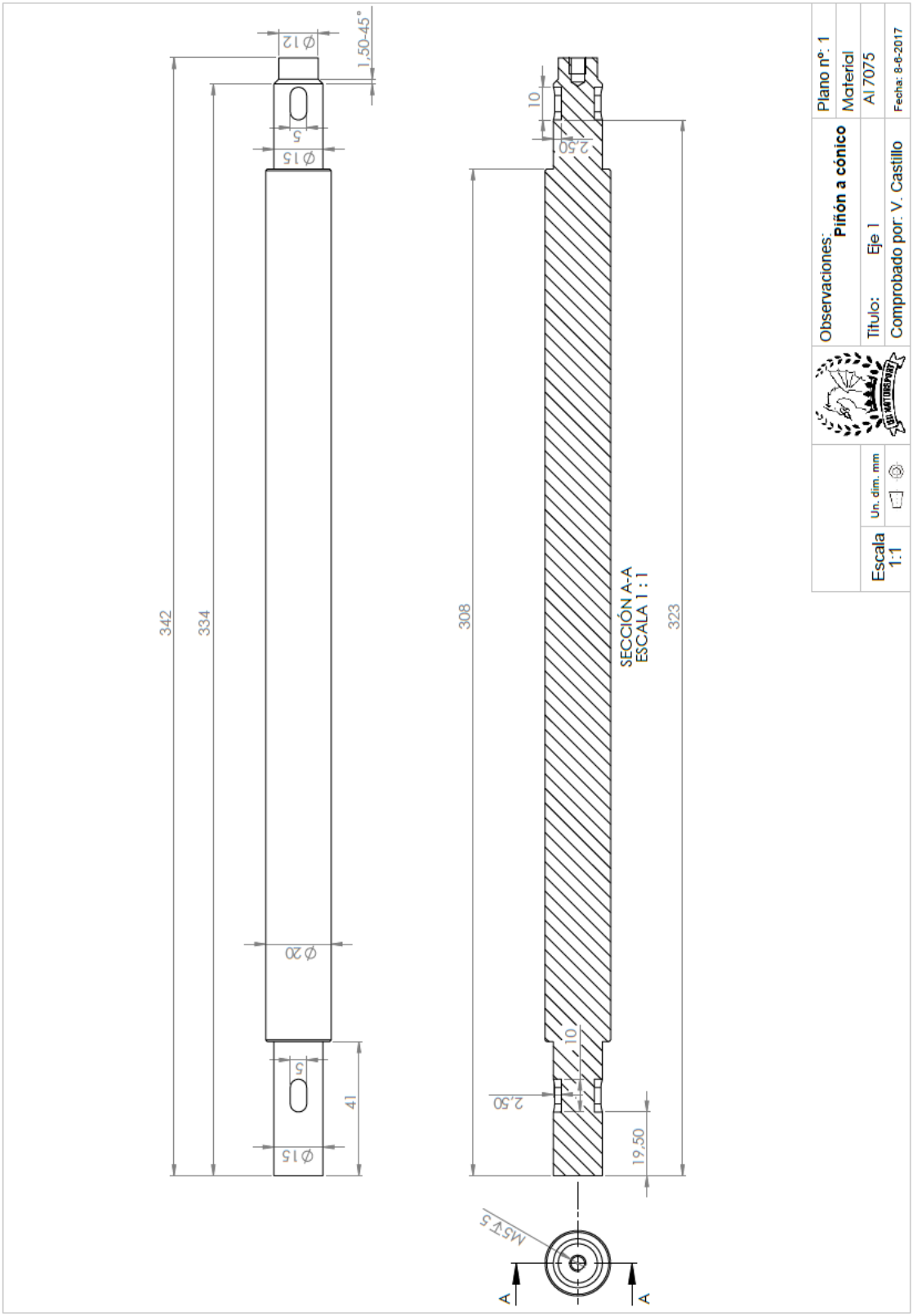
Plano 5, Cónico original izquierdo



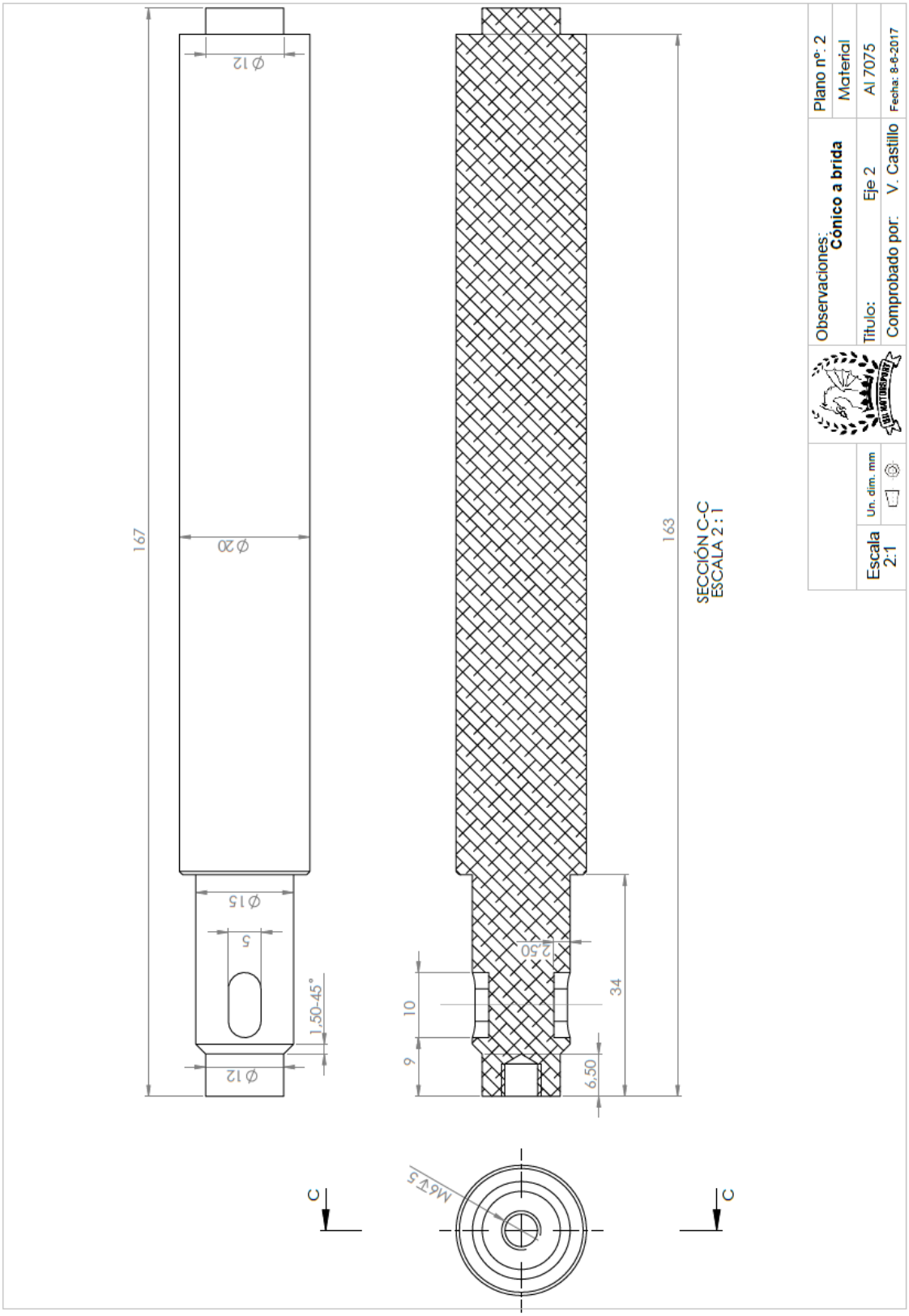
Plano 6, Cónico original derecho



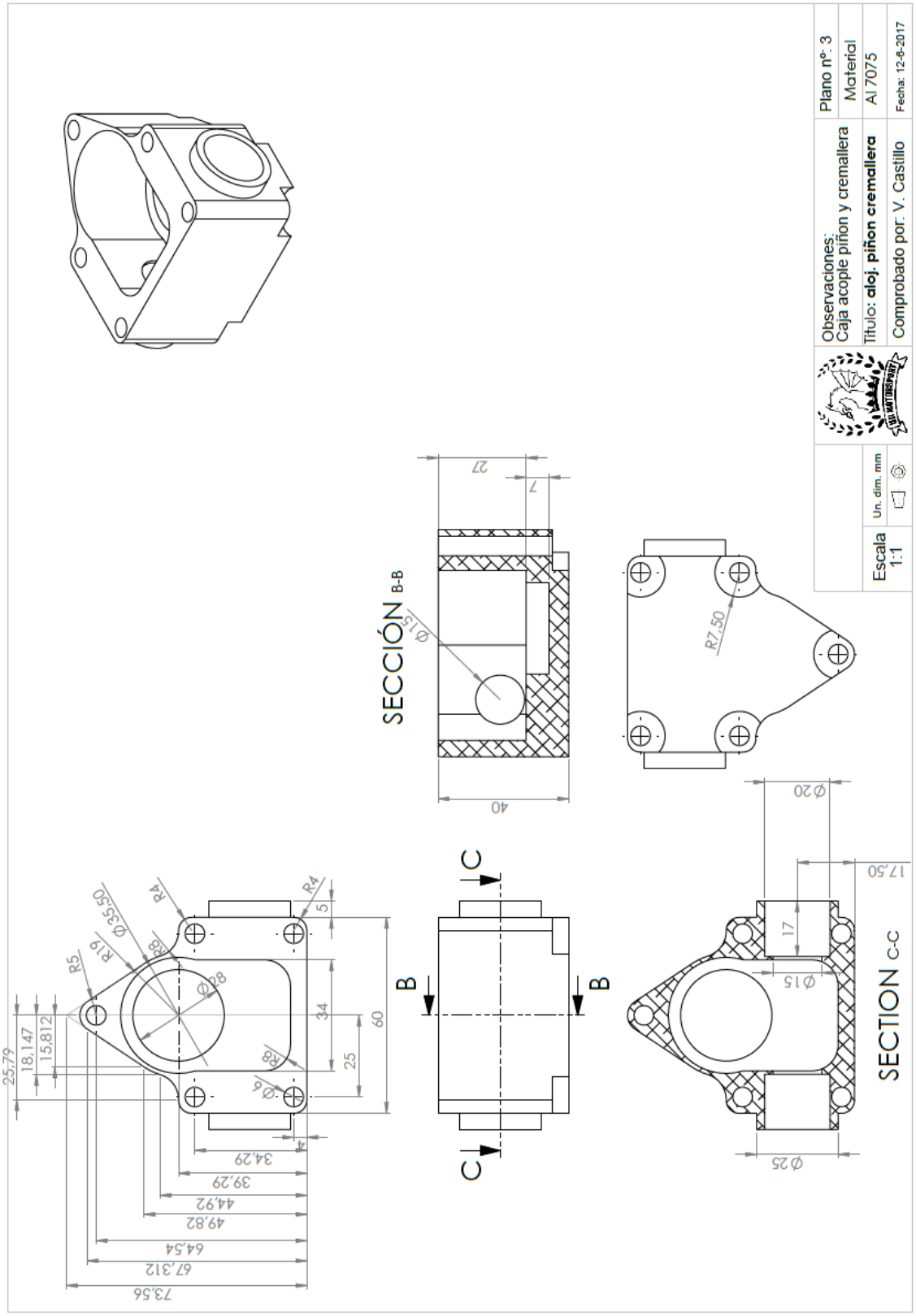
Plano 7, Modificaciones ambos cónicos



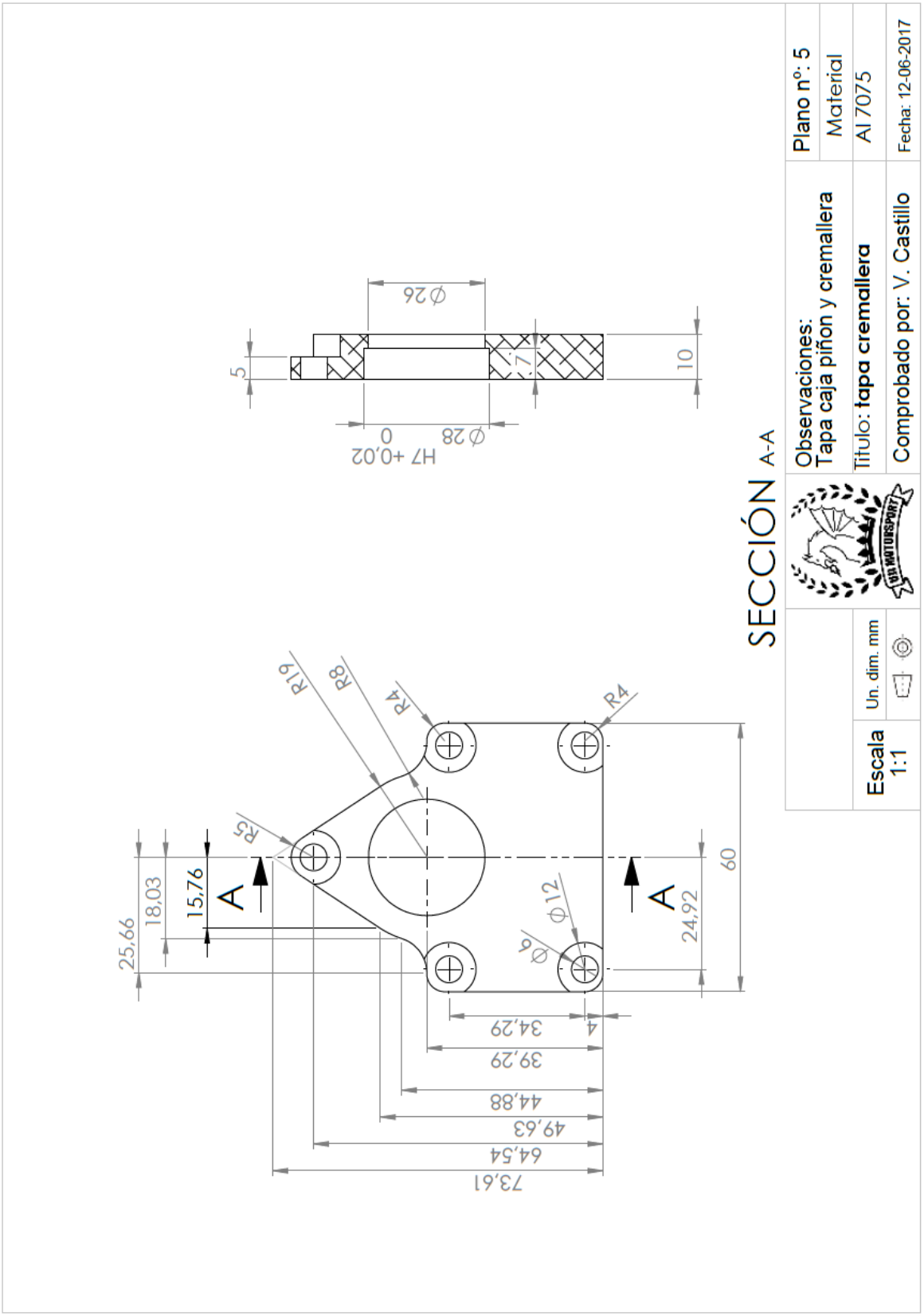
Plano 8, Eje vertical de columna de dirección.



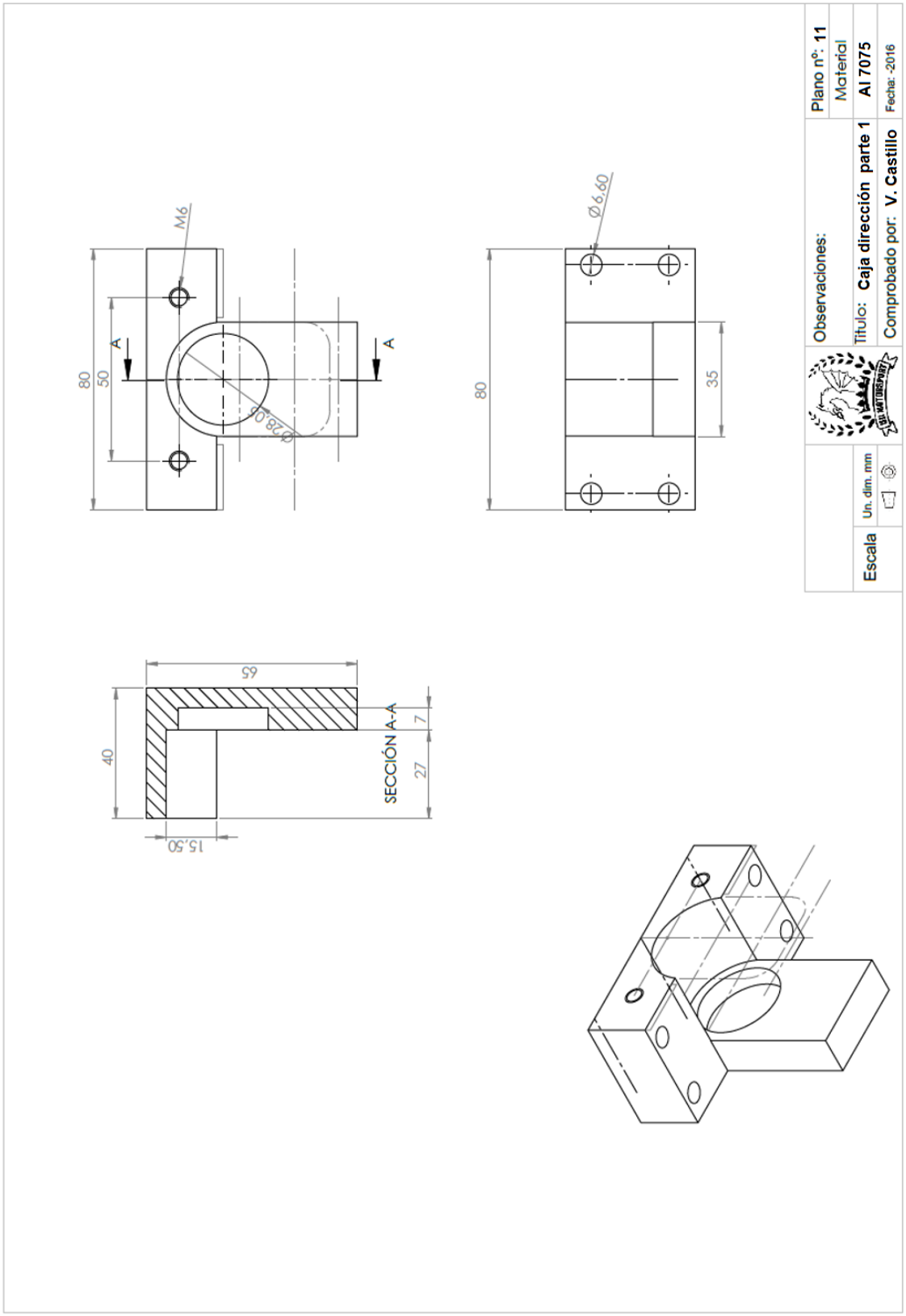
Plano 9, Eje horizontal de la columna de dirección



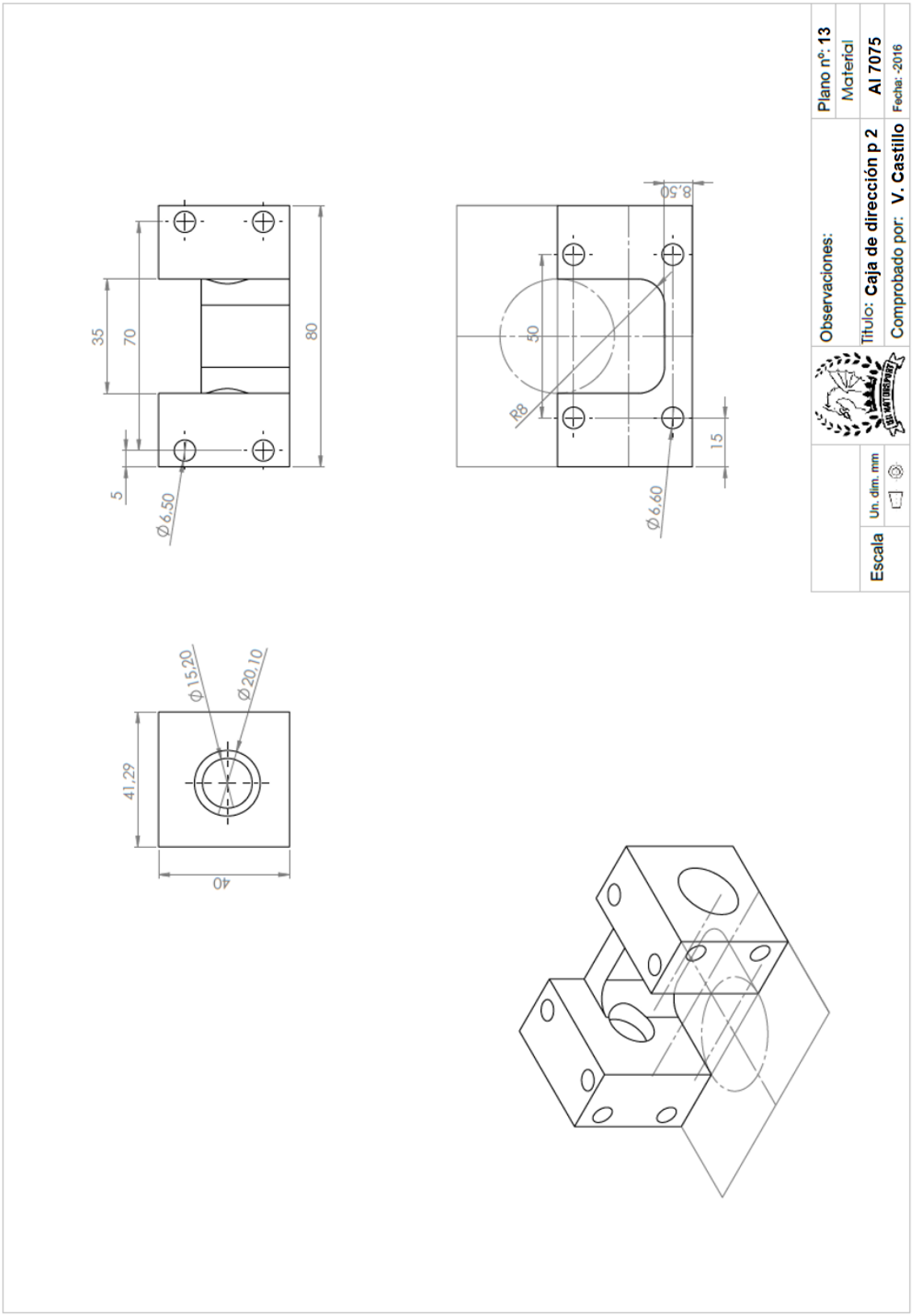
Plano 10, Alojamiento piñón y cremallera 1



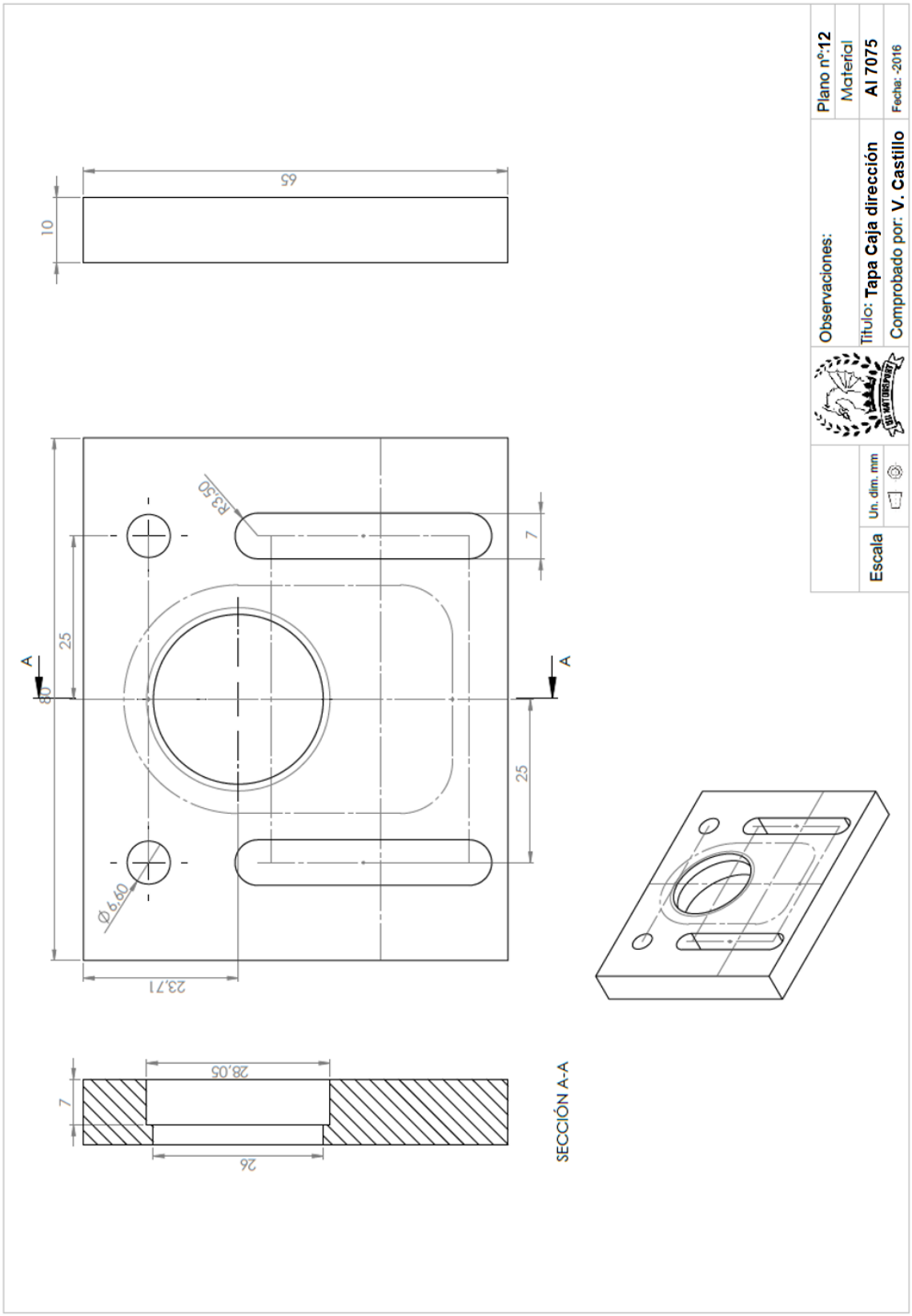
Plano 11, Tapa alojamiento piñón cremallera 1



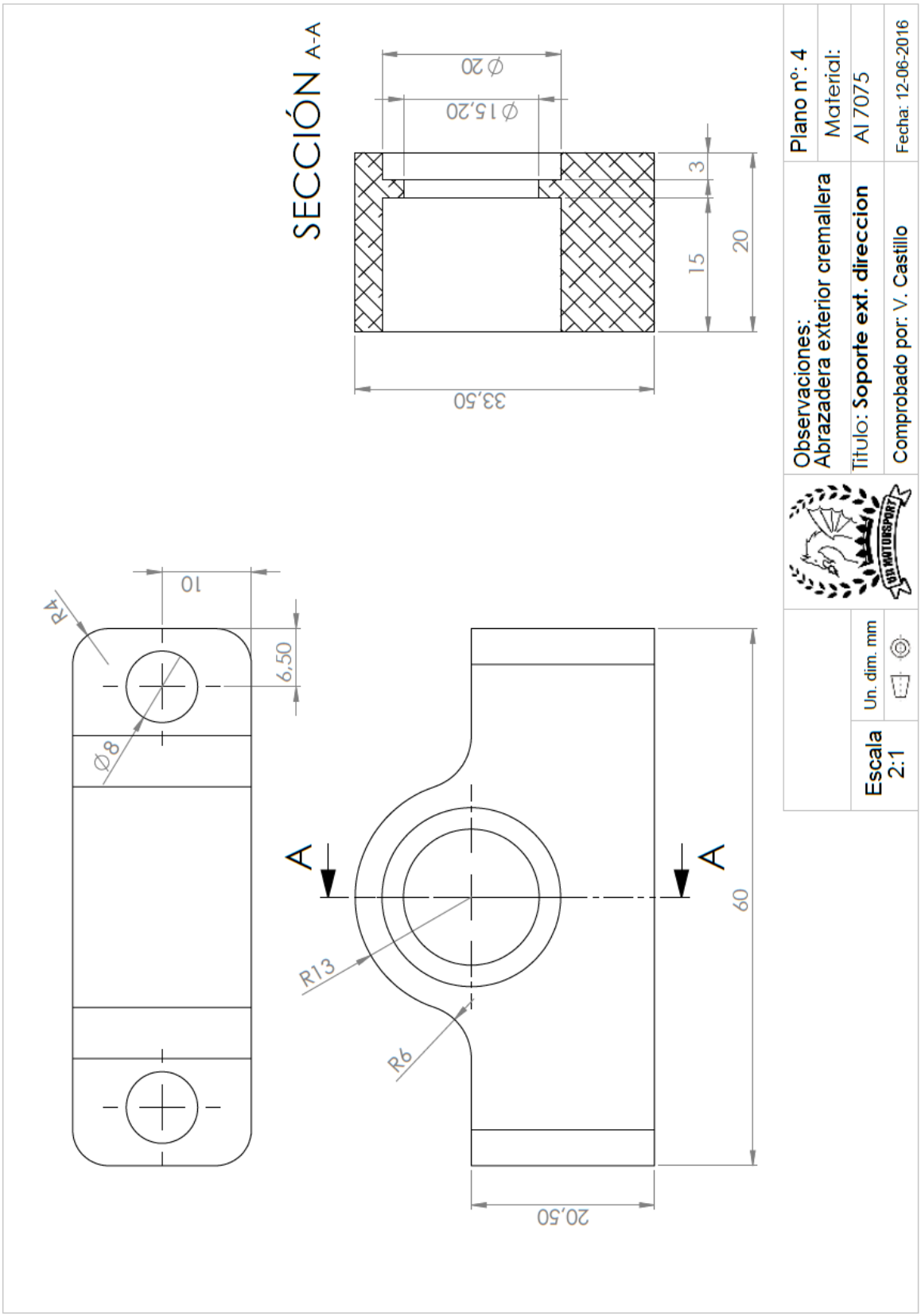
Plano 12, Caja de dirección 2 parte 1



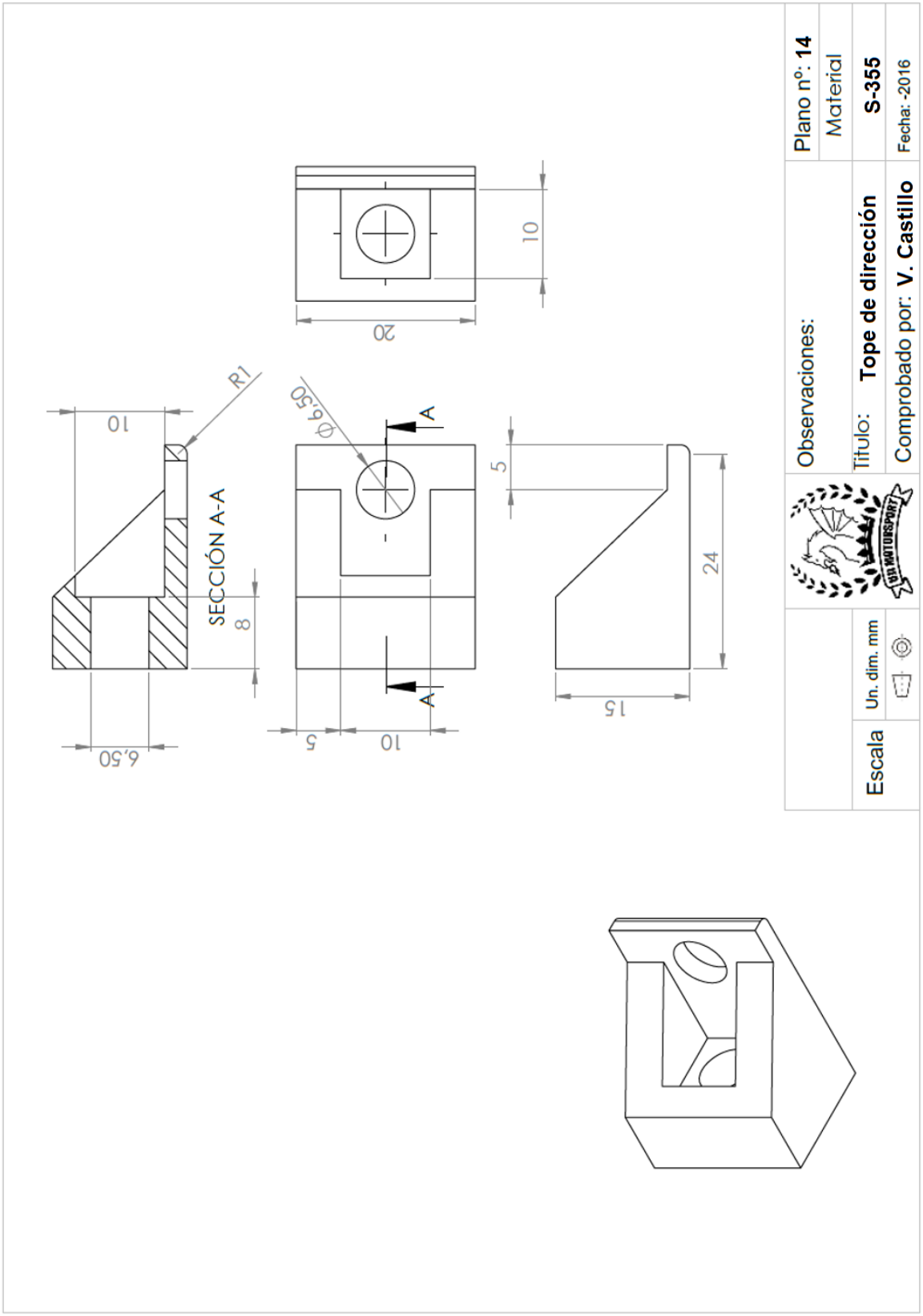
Plano 13, Caja de dirección 2 parte 2



Plano 14, Tapa de caja de dirección



Plano 15, Abrazadera exterior de dirección



Plano 16, Tope de dirección

PLIEGO DE CONDICIONES:

Índice pliego de condiciones:

Índice de tablas del pliego de condiciones:

En este apartado se van a reflejar las condiciones mínimas que deben poseer los materiales empleados para la realización del sistema de dirección del monoplaza.

1.- Características del acero:

El acero es uno de los materiales más utilizados de la ingeniería, en nuestro monoplaza y concretamente en el sistema de dirección se han empleado 3 aleaciones distintas.

Se ha empleado acero S355 para elementos auxiliares de la dirección, se ha empleado SCM415 para los engranajes cónicos y se ha empleado S45C para el piñón y la cremallera.

1.1- Acero S355:

El acero S355 es acero estructural de estándar europeo de alta resistencia y baja aleación cubriendo cuatro de las seis categorías dentro del EN 10025: 2004. Con una resistencia mínima de 50 ksi, cumple con los requisitos en propiedades químicos y físicos similares al ASTM A572 / 709.

El acero S355 es utilizado en casi cada faceta de fabricación estructural y sus características son:

ACERO	C (%)	Si (%)	Mn (%)	P (%)	S (%)
S355	0,18-0,23	0,55 máx.	0,7-1	0-0,04	0-0,05

ACERO	Módulo de Young (GPa)	Resistencia a la tracción (MPa)	Límite elástico (MPa)	Tensión de rotura (MPa)
S355	205-215	470-630	320-395	470

Tabla 1, Características mecánicas S355

1.2- Acero S45C:

El acero S45C se utiliza a menudo para la fabricación de los productos de estampado, de la manga, de la carrocería del automóvil, de los compresores de aire, de los pistones de la bomba de la aleta, de la turbina de vapor, de la turbina de vapor, Ejes de máquina, gusano, engranaje, cigüeñal, husillo, tambor, herramientas de ajuste y los productos que están con resistencia al desgaste o de alta resistencia.

S45C JIS G 4051 (Japan)

Standards

Carbon steels for machine structural use

Chemical composition

C	0.42 - 0.48	**Si**	0.15 - 0.35	**Mn**	0.6 - 0.9	**P**	< 0.03
S	< 0.035	**Cr**	< 0.2	**Ni**	< 0.2	**Cu**	< 0.3
Fe	Rest						

Ni + Cr < 0.35

Properties

A

Hardness HB: 137 - 170

H

Yield Strength: > 490 MPa
Tensile Strength: > 686 MPa
Elongation: > 17 %
Hardness HB: 201 - 269
Reduction of area: > 45 %

N

Yield Strength: > 343 MPa
Tensile Strength: > 569 MPa
Elongation: > 20 %
Hardness HB: 167 - 229

Physical characteristics

Thermal critical point Ac: 720 - 780 °C
Thermal critical point Ar: 680 - 750 °C

Tabla 2, Características mecánicas S45C

1.3- Acero SCM415:

Grados equivalentes: GB 15CrMo, JIS SCM415, DIN 15CrMo5. SCM415 cuya superficie se procesa mediante tratamiento de cementación de endurecimiento se utilizan para las partes que necesitan alta resistencia o resistencia al desgaste, tales como pistón de cilindro, cigüeñal, engranajes, pasador, ejes.

SCM415 Steel | 15CrMo | 1.7262 |

Chemical composition

C(%)	0.38~0.43	Si(%)	0.15~0.35	Mn(%)	0.75~1.00	P(%)	≤0.035
S(%)	≤0.040	Cr(%)	0.80~1.10	Mo(%)	0.15~0.25		

Mechanical Properties and Physical Properties

The mechanical properties of SCM415 Alloy steels are outlined in the following table.

Typical steel Elastic modulus	Bulk modulus (typical for steel))	Yield strength	Tensile strength	Poisson's ratio	Melting point
GPa	GPa	Mpa	Mpa		°C
190-210	140	415	655	0.27-0.30	1416

Tabla 3, Características mecánicas SCM415

1.4- Acero inoxidable:

Para el acero inoxidable se ha empleado tubo de acero inoxidable 304 de 12mm de diámetro.

El acero inoxidable tiene una gran resistencia al óxido. Soporta la corrosión de los ácidos más oxidantes. El grado 304 es la forma más común de acero inoxidable utilizada en el mundo. Contiene entre 16 % y 24 % de cromo y hasta 35 % de níquel, así como otras pequeñas cantidades de carbón y manganeso. La forma más común de acero inoxidable es 18-8 o 18/8, que contiene 18 % de cromo y 8 % de níquel.

ACERO INOXIDABLE AUSTENÍTICO 18/8	
DESIGNACIÓN EN	DESIGNACIÓN ASTM
1.4301	304
X5CrNi18-10	S30400

COMPOSICIÓN QUÍMICA

C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni
≤0,070	≤0,75	≤2,00	≤0,040	≤0,015	17,50-19,00	8,00-10,00

CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS EN ESTADO DE RECOCIDO

$Rp_{0,2}$	> 230 N/mm²
Rm	540 - 750 N/mm²
Alargamiento	> 45%
Dureza	< 200 HB

PROPIEDADES FÍSICAS

A 20ºC presenta una densidad de 7,9 kg/dm³ y un calor específico de 500 J/kg·K

	20ºC	100ºC	200ºC	300ºC	400ºC	500ºC
Módulo de elasticidad (GPa)	200	194	186	179	172	165
Coeficiente medio dilatación térmica entre 20ºC (10^{-6} x K^{-1}) y	-	16	16,5	17	17,5	18
Conductividad térmica (W/m·K)	15	17	18	19	20,5	22
Resistividad eléctrica (Ω·mm²/m)	0,73	0,80	1,00	1,15	1,22	1,25

Tabla 4, Características INOX

2.- Fibra de carbono:

La Fibra de Carbono (FC) es un material formado por fibras de 50-10 micras de diámetro, compuesto principalmente de átomos de carbono. Los átomos de carbono están unidos entre sí en cristales que son más o menos alineados en paralelo al eje longitudinal de la fibra. La alineación de cristal da a la fibra de alta resistencia en función del volumen. Varios miles de fibras de carbono están trenzados para formar un hilo, que puede ser utilizado por sí mismo o tejido en una tela.

Las propiedades de las fibras de carbono, tales como una alta flexibilidad, alta resistencia, bajo peso, tolerancia a altas temperaturas y baja expansión térmica, las hacen muy populares en la industria aeroespacial, ingeniería civil, aplicaciones militares, deportes de motor junto con muchos otros deportes.

La estructura atómica de la fibra de carbono es similar a la del grafito, que consiste en láminas de átomos de carbono (láminas de grafeno) dispuestos siguiendo un patrón hexagonal regular. La diferencia radica en la forma en que se vinculan las láminas. El grafito es un material cristalino en el cual las láminas se apilan paralelas entre sí de manera regular. Las fuerzas intermoleculares entre las láminas son relativamente débiles (fuerzas de Van der Waals), dando al grafito sus características blandas y quebradizas.

Los tubos de fibra de carbono son muy fuertes y pueden tolerar todas las fuerzas por igual. Pueden soportar la fuerza de torsión, la compresión, la tensión y la deformación sin partirse. Esto se debe a que las fibras han sido enrolladas alrededor del diámetro del tubo, durante toda su longitud. En primer lugar, el mandril del tubo se enrolla con una fibra de carbono unidireccional alrededor del diámetro, luego se envuelve con las fibras que corren a lo largo (longitudinalmente), finalmente se acaba con un envoltorio de sarga 3K antes de curarse en un autoclave y recubrirse con epoxi.

Estos tubos son ideales para todo tipo de proyectos de construcción que requieren un peso ligero de alto rendimiento deportivo tubo que puede hacer frente a las fuerzas de cualquier dirección.

Specifications	
Outside D	20mm
Inside D	18mm
Length	1000mm
Weight	84.80g
Type	Roll wrap
Carbon %	100% carbon fiber
Surface	High gloss epoxy

Tabla 5, Características tubos de Carbono

3.- Aluminio:

El aluminio empleado en el presente proyecto es aluminio 7075, aluminio de la serie 7000.

Los aluminios de la serie 7000 como por ejemplo el 7075 son usados frecuentemente en aplicaciones para el transporte, utilizándose por ejemplo en los campos de la náutica, el automovilismo o la aviación, debido a su alto ratio de resistencia-densidad.

Debido a su dureza, alta densidad, propiedades térmicas y posibilidad de ser pulido el 7075 es ampliamente usado en la fabricación de herramientas moldes.

La aleación de aluminio 7075 es una aleación de aluminio con zinc como principal elemento de aleación. Su composición es de 5,1-6,1% zinc, 2,1-2,9% magnesio, 1,2-2,0% cobre y pequeños porcentajes de silicio, hierro, manganeso, cromo, titanio y otros metales.

Es fuerte, con buena resistencia a la fatiga frente a otros metales y es fácil de mecanizar, pero no es soldable y tiene menos resistencia a la corrosión que muchas otras aleaciones. Debido a su coste relativamente contenido su uso es habitual en aplicaciones donde las características técnicas de aleaciones más baratas no son admisibles.

3.1- Aluminio 7075-T651:

La aleación 7075-T651 templada tiene una resistencia a la tracción de al menos 67 - 78.000 psi (462 a 538 MPa) y resistencia a la fluencia de 54 - 67.000 psi (372-462 MPa). Con rotura tras elongación de entre 3 y 9%.

El sufijo 51 no tiene relación con el tratamiento térmico, pero indica que el material es liberado de tensiones por estiramiento controlado.

Aleacion	Carga Rotura	Límite Elástico	Alargamiento	Dureza Brinell
NORMAS A.A.	Rm - N / mm²	Rp 0,2 - N / mm²	A 5,65 %	HB
7075 - T6 / T651	470	400	5	130

Propiedades Físicas

Densidad [gr/cm3]°	2.80	Coef. De dilatacion (0 a 100oC) [oC-1 x 106]	23.5
Rango de fusion [oC]	475-630	Conductividad Termica (0 a 100 oC) [W/m oC]	Temple T6: 130
Modulo de elasticidad [MPa]	72000	Resistividad a 20 oC [µOcm]	Temple T6: 5.2
Coeficiente de Poisson	0.33	Calor especifico (0 a 100 oC)	915

Tabla 6, Características Aluminio 7075

4.- Tornillería:

En el apartado de tornillería hay que especificar el grado de resistencia que deben tener los tornillos para que el ensamblaje sea correcto.

ELEMENTO	GRADO
TORNILLOS	12.9
TUERCAS	10.9
ARANDELAS	6.8

Tabla 7, Grado de tornillería

Para las propiedades hay que remitirse a la norma:

- **ISO 898-1** *Mechanical properties of fasteners made of carbon steel and alloy steel*.

A continuación, se detallan 2 tablas con las propiedades físicas y mecánicas.

ISO 898-1:2009(E)

Table 2 — Steels

Property class	Material and heat treatment	Chemical composition limits (cast analysis, %) [a] C min.	C max.	P max.	S max.	B [b] max.	Tempering temperature °C min.
4.6 [c, d]	Carbon steel or carbon steel with additives	—	0,55	0,050	0,060	Not specified	—
4.8 [d]							
5.6 [c]		0,13	0,55	0,050	0,060		
5.8 [d]		—	0,55	0,050	0,060		
6.8 [d]		0,15	0,55	0,050	0,060		
8.8 [f]	Carbon steel with additives (e.g. Boron or Mn or Cr) quenched and tempered	0,15 [e]	0,40	0,025	0,025	0,003	425
	or Carbon steel quenched and tempered	0,25	0,55	0,025	0,025		
	or Alloy steel quenched and tempered [g]	0,20	0,55	0,025	0,025		
9.8 [f]	Carbon steel with additives (e.g. Boron or Mn or Cr) quenched and tempered	0,15 [e]	0,40	0,025	0,025	0,003	425
	or Carbon steel quenched and tempered	0,25	0,55	0,025	0,025		
	or Alloy steel quenched and tempered [g]	0,20	0,55	0,025	0,025		
10.9 [f]	Carbon steel with additives (e.g. Boron or Mn or Cr) quenched and tempered	0,20 [e]	0,55	0,025	0,025	0,003	425
	or Carbon steel quenched and tempered	0,25	0,55	0,025	0,025		
	or Alloy steel quenched and tempered [g]	0,20	0,55	0,025	0,025		
12.9 [f, h, i]	Alloy steel quenched and tempered [g]	0,30	0,50	0,025	0,025	0,003	425
12.9 [f, h, i]	Carbon steel with additives (e.g. Boron or Mn or Cr or Molybdenum) quenched and tempered	0,28	0,50	0,025	0,025	0,003	380

[a] In case of dispute, the product analysis applies.

[b] Boron content can reach 0,005 %, provided that non-effective boron is controlled by addition of titanium and/or aluminium.

[c] For cold forged fasteners of property classes 4.6 and 5.6, heat treatment of the wire used for cold forging or of the cold forged fastener itself may be necessary to achieve required ductility.

[d] Free cutting steel is allowed for these property classes with the following maximum sulphur, phosphorus and lead contents: sulphur 0,34 %; phosphorus 0,11 %; lead 0,35 %.

[e] In case of plain carbon boron steel with a carbon content below 0,25 % (cast analysis), the minimum manganese content shall be 0,6 % for property class 8.8 and 0,7 % for 9.8 and 10.9.

[f] For the materials of these property classes, there shall be a sufficient hardenability to ensure a structure consisting of approximately 90 % martensite in the core of the threaded sections for the fasteners in the "as-hardened" condition before tempering.

[g] This alloy steel shall contain at least one of the following elements in the minimum quantity given: chromium 0,30 %, nickel 0,30 %, molybdenum 0,20 %, vanadium 0,10 %. Where elements are specified in combinations of two, three or four and have alloy contents less than those given above, the limit value to be applied for steel class determination is 70 % of the sum of the individual limit values shown above for the two, three or four elements concerned.

[h] A metallographically detectable white phosphorus enriched layer is not permitted for property class 12.9/12.9. It shall be detected by a suitable test method.

[i] Caution is advised when the use of property class 12.9/12.9 is considered. The capability of the fastener manufacturer, the service conditions and the wrenching methods should be considered. Environments may cause stress corrosion cracking of fasteners as processed as well as those coated.

Tabla 8, Características Grados ISO Material

Table 3 — Mechanical and physical properties of bolts, screws and studs **ISO 898-1:2009(E)**

No.	Mechanical or physical property		Property class									
			4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8		9.8	10.9	12.9/12.9
								$d \leqslant$ 16 mm [a]	$d >$ 16 mm [b]	$d \leqslant$ 16 mm		
1	Tensile strength, R_m, MPa	nom. [c]	400		500		600	800		900	1 000	1 200
		min.	400	420	500	520	600	800	830	900	1 040	1 220
2	Lower yield strength, R_{eL} [d], MPa	nom. [c]	240	—	300	—	—	—	—	—	—	—
		min.	240	—	300	—	—	—	—	—	—	—
3	Stress at 0,2 % non-proportional elongation, $R_{p0,2}$, MPa	nom. [c]	—	—	—	—	—	640	640	720	900	1 080
		min.	—	—	—	—	—	640	660	720	940	1 100
4	Stress at 0,0048 d non-proportional elongation for full-size fasteners, R_{pf}, MPa	nom. [c]	—	320	—	400	480	—	—	—	—	—
		min.	—	340 [e]	—	420 [e]	480 [e]	—	—	—	—	—
5	Stress under proof load, S_p [f], MPa	nom.	225	310	280	380	440	580	600	650	830	970
	Proof strength ratio $S_{p,nom}/R_{eL\,min}$ or $S_{p,nom}/R_{p0,2\,min}$ or $S_{p,nom}/R_{pf\,min}$		0,94	0,91	0,93	0,90	0,92	0,91	0,91	0,90	0,88	0,88
6	Percentage elongation after fracture for machined test pieces, A, %	min.	22	—	20	—	—	12	12	10	9	8
7	Percentage reduction of area after fracture for machined test pieces, Z, %	min.	—					52		48	48	44
8	Elongation after fracture for full-size fasteners, A_f (see also Annex C)	min.	—	0,24	—	0,22	0,20	—	—	—	—	—
9	Head soundness		No fracture									
10	Vickers hardness, HV $F \geqslant 98$ N	min.	120	130	155	160	190	250	255	290	320	385
		max.	220 [g]				250	320	335	360	380	435
11	Brinell hardness, HBW $F = 30\,D^2$	min.	114	124	147	152	181	238	242	276	304	366
		max.	209 [g]				238	304	318	342	361	414
12	Rockwell hardness, HRB	min.	67	71	79	82	89	—				
		max.	95,0 [g]				99,5	—				
	Rockwell hardness, HRC	min.	—					22	23	28	32	39
		max.	—					32	34	37	39	44
13	Surface hardness, HV 0,3	max.	—					h			h, i	h, j
14	Height of non-decarburized thread zone, E, mm	min.	—					$^1/_2\,H_1$			$^2/_3\,H_1$	$^3/_4\,H_1$
	Depth of complete decarburization in the thread, G, mm	max.	—					0,015				
15	Reduction of hardness after retempering, HV	max.	—					20				
16	Breaking torque, M_B, N·m	min.	—					in accordance with ISO 898-7				
17	Impact strength, K_V [k, l], J	min.	—		27	—		27	27	27	27	m
18	Surface integrity in accordance with		ISO 6157-1 [n]									ISO 6157-3

[a] Values do not apply for structural bolting.

[b] For structural bolting $d \geqslant$ M12.

[c] Nominal values are specified only for the purpose of the designation system for property classes. See Clause 5.

[d] In cases where the lower yield strength R_{eL} cannot be determined, it is permissible to measure the stress at 0,2 % non-proportional elongation $R_{p0,2}$.

[e] For the property classes 4.8, 5.8 and 6.8 the values for $R_{pf\,min}$ are under investigation. The present values are given for calculation of the proof stress ratio only. They are not test values.

[f] Proof loads are specified in Tables 5 and 7.

[g] Hardness determined at the end of a fastener shall be 250 HV, 238 HB or 99,5 HRB maximum.

[h] Surface hardness shall not be more than 30 Vickers points above the measured core hardness of the fastener when determination of both surface hardness and core hardness are carried out with HV 0,3.

[i] Any increase in hardness at the surface which indicates that the surface hardness exceeds 390 HV is not acceptable.

[j] Any increase in hardness at the surface which indicates that the surface hardness exceeds 435 HV is not acceptable.

[k] Values are determined at a test temperature of −20 °C, see 9.14.

[l] Applies to $d \geqslant$ 16 mm.

[m] Value for K_V is under investigation.

[n] Instead of ISO 6157-1, ISO 6157-3 may apply by agreement between the manufacturer and the purchaser.

Tabla 9, Características mecánicas grados ISO

PRESUPUESTO:

Índice Presupuesto:

Índice de tablas en presupuesto:

Índice de imágenes en presupuesto:

Este proyecto trata sobre un sistema de dirección de un monoplaza Formula Student que tiene la condición de prototipo, es decir, no se va a producir en serie y solo se va a fabricar una unidad.

No obstante, se considera interesante evaluar el impacto económico que tiene construir el propio sistema frente a comprarlo.

Para realizar un análisis económico riguroso, vamos a simular que del monoplaza se realiza una producción ficticia de 50 unidades y se van a estudiar los índices de rentabilidad TIR y VAN.

1.- Coste del sistema comprado:

Si se tuviera que comprar un sistema de dirección comercial, se recurriría por ejemplo a la página especializada en Formula Student donde la mayoría de equipos compran los elementos que no desean fabricar: http://www.formula-seven.com

En dicha página web se van a comprar los siguientes elementos:

- Sistema cremallera – piñón.
- Sistema de engranajes cónicos.
- Volante.
- Extractor rápido del volante.
- Columna de la dirección.
- Enlaces de dirección, juntas de columna.

El volante no forma parte de este proyecto, pero es conveniente tenerlo en cuenta porque si forma parte de la documentación aportada a la organización, y es bastante relevante.

En la siguiente tabla 1 se pueden observar los precios de los elementos como si hubieran sido comprados a un fabricante estándar.

ELEMENTOS COMPRADOS	PRECIO UNIDAD
Sistema de cremallera Formula Seven Pro Steering Rack	1065 €
Sistema de engranajes cónicos Al.	930 €
Volante Medium 245mm	250 €
Extractor volante	265 €
Columna de dirección 1,3m Carbono	130 €
Enlaces de dirección, juntas (4)	260 €
TOTAL	**2900 €**

Tabla 1, Elementos comerciales

2.- Coste del sistema fabricado:

Una de las pruebas estáticas durante la competición es el "Cost report" o estudio de costes, en esta prueba la organización suministra unas tablas idénticas a todos los equipos donde vienen detallados los precios de materiales, procesos y tornillería. Empleando esas tablas los equipos deben obtener el valor de su coche.

Con el empleo de esas tablas la organización pretende estandarizar los precios de los elementos de los coches sea cual sea su nacionalidad, su origen o su naturaleza. De esta manera se evita que el coste declarado se vea influenciado por ejemplo por ofertas especiales, patrocinadores, cambios de divisas, etc…

Las tablas a tener en cuenta son 4:

- tblFasteners_2015.xls
- tblMaterials_2015.xls
- tblProcesses_2015.xls
- tblProcessMultipliers_2015.xls

Las tablas se pueden consultar en la siguiente web, en el apartado de "documents":

https://www.fsaeonline.com

Dado que los precios obtenidos están estandarizados por la organización, resultan unos precios muy objetivos para tener en cuenta como coste de fabricación y poderlos comparar con el coste de compra calculado anteriormente.

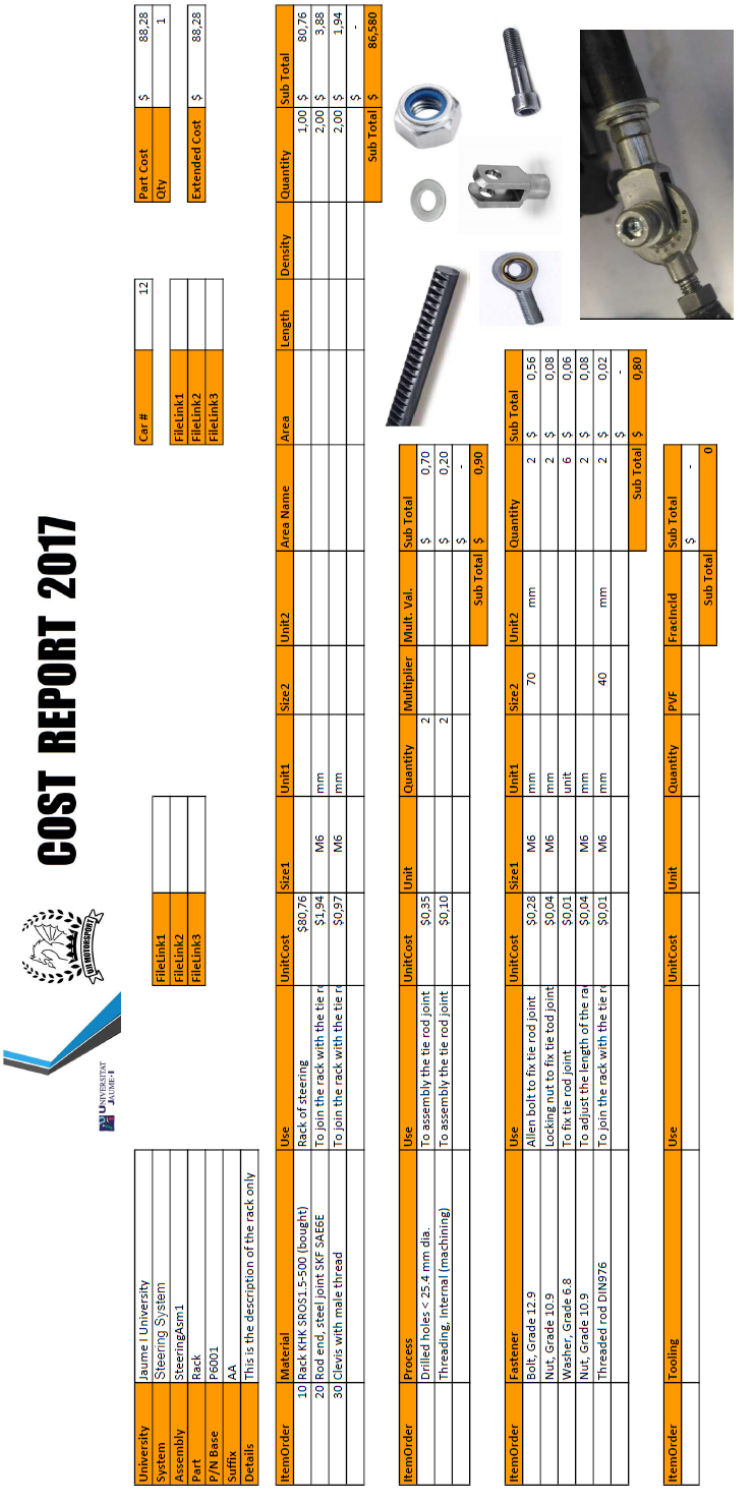
En primer lugar, veamos en la tabla 2 los costes de los distintos ensamblajes que componen el sistema de dirección:

ELEMENTOS FABRICADOS	PRECIO UNIDAD
Ensamblaje barras de dirección y cremallera	88,28 $
Barras de dirección	6,10 $
Ensamblaje piñón	18,85 $
Ensamblaje caja de cremallera y piñón	54,17 $
Columna de dirección vertical	5,03 $
Ensamblaje engranajes cónicos	46,24 $
Caja de engranajes cónicos	47,51 $
Columna de dirección horizontal	6,45 $
Ensamblaje del extractor rápido del volante	32,53 $
Ensamblaje del volante	5,27 $
TOTAL	**310,43 $**

Tabla 2, Elementos fabricados

2.1- Tablas de coste de fabricación:

En las siguientes imágenes, de la 1 a la 10, se pueden apreciar las tablas de costes que fueron presentadas a la organización para la prueba del “cost report” y de las que extraemos el coste de nuestras piezas.



COST REPORT 2017

University	Jaume I University
System	Steering System
Assembly	SteeringAsm1
Part	Rack
P/N Base	P6001
Suffix	AA
Details	This is the description of the rack only

FileLink1	
FileLink2	
FileLink3	

Car #	12

Part Cost	$ 88,28
Qty	1
Extended Cost	$ 88,28

FileLink1	
FileLink2	
FileLink3	

ItemOrder	Material	Use	UnitCost	Size1	Unit1	Size2	Unit2	Area Name	Area	Length	Density	Quantity	Sub Total
10	Rack KHK SROS1.5-500 (bought)	Rack of steering	$80,76									1,00	$ 80,76
20	Rod end, steel joint SKF SAE6E	To join the rack with the tie r	$1,94	M6	mm							2,00	$ 3,88
30	Clevis with male thread	To join the rack with the tie r	$0,97	M6	mm							2,00	$ 1,94
													$ -
												Sub Total	$ 86,580

ItemOrder	Process	Use	UnitCost	Unit	Quantity	Multiplier	Mult. Val.	Sub Total
	Drilled holes < 25.4 mm dia.	To assembly the tie rod joint	$0,35			2		$ 0,70
	Threading, Internal (machining)	To assembly the tie rod joint	$0,10			2		$ 0,20
								$ -
							Sub Total	$ 0,90

ItemOrder	Fastener	Use	UnitCost	Size1	Unit1	Size2	Unit2	Quantity	Sub Total
	Bolt, Grade 12.9	Allen bolt to fix tie rod joint	$0,28	M6	mm	70	mm	2	$ 0,56
	Nut, Grade 10.9	Locking nut to fix tie tod joint	$0,04	M6	mm			2	$ 0,08
	Washer, Grade 6.8	To fix tie rod joint	$0,01		unit			6	$ 0,06
	Nut, Grade 10.9	To adjust the length of the ra	$0,04	M6	mm			2	$ 0,08
	Threaded rod DIN976	To join the rack with the tie r	$0,01	M6	mm	40	mm	2	$ 0,02
									$ -
								Sub Total	$ 0,80

ItemOrder	Tooling	Use	UnitCost	Unit	Quantity	PVF	FracIncId	Sub Total
								$ -
							Sub Total	0

Imagen 1, Coste cremallera

COST REPORT 2017

University	Jaume I University
System	Steering System
Assembly	SteeringAsm1
Part	Tie rod
P/N Base	P6004
Suffix	AA
Details	This is the description of the tie rod that transmits the movement to the upright

FileLink1	
FileLink2	
FileLink3	

Car #	12

Part Cost	$ 6,10
Qty	1

FileLink1	
FileLink2	
FileLink3	

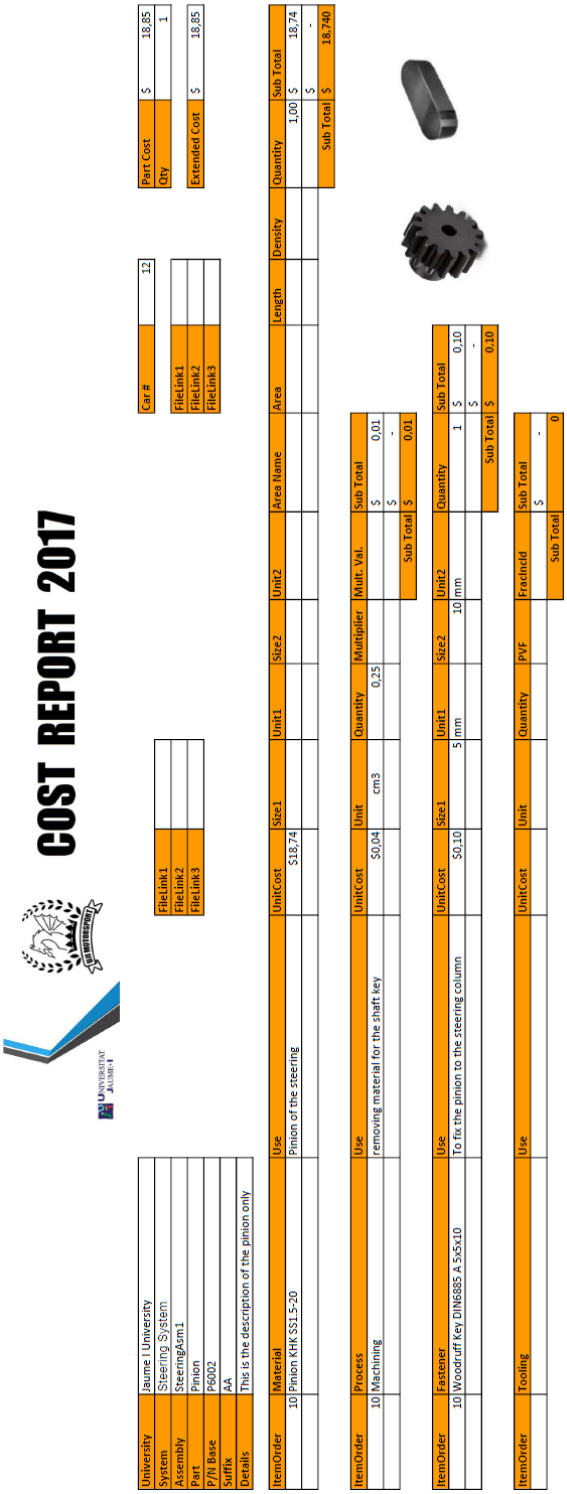
Extended Cost	$ 6,10

ItemOrder	Material	Use	UnitCost	Size1	Unit1	Size2	Unit2	Area Name	Area	Length	Density	Quantity	Sub Total
10	Stainless Steel tube AISI 304	Tie rod	$2,25	0,2	kg	12	mm	mm2	75	290,00	7,93	2,00	$ 0,90
20	Rod end, steel joint SKF SAE6E	To join the tie rod with the upright	$1,94	M6	mm							2,00	$ 3,88
												$	-
												Sub Total	$ 4,780

ItemOrder	Process	Use	UnitCost	Unit	Quantity	Multiplier	Mult. Val.	Sub Total
10	Tube cut	Cut the tube for the tie rod	$0,15	cm	1,2			$ 0,18
20	Weld a nut	Welding a nut in both sides	$0,15	cm	2,5			$ 0,38
								$ -
							Sub Total	$ 0,56

ItemOrder	Fastener	Use	UnitCost	Size1	Unit1	Size2	Unit2	Quantity	Sub Total
10	Bolt, Grade 12.9	Allen bolt to fix tie rod joint	$0,28	M6	mm	70	mm	2	$ 0,56
20	Nut, Grade 10.9	Locking nut to fix tie rod joint	$0,04	M6	mm			2	$ 0,08
30	Washer, Grade 6.8	To fix tie rod joint	$0,01		unit			4	$ 0,04
40	Nut, Grade 10.9	To adjust the length of the rack	$0,04	M6	mm			2	$ 0,08
								$	-
							Sub Total	$ 0,76

Imagen 2, Coste tirante



COST REPORT 2017

University	Jaume I University
System	Steering System
Assembly	SteeringAsm1
Part	Pinion
P/N Base	P6002
Suffix	AA
Details	This is the description of the pinion only

Car #	12
Part Cost	$ 18,85
Qty	1
Extended Cost	$ 18,85

FileLink1
FileLink2
FileLink3

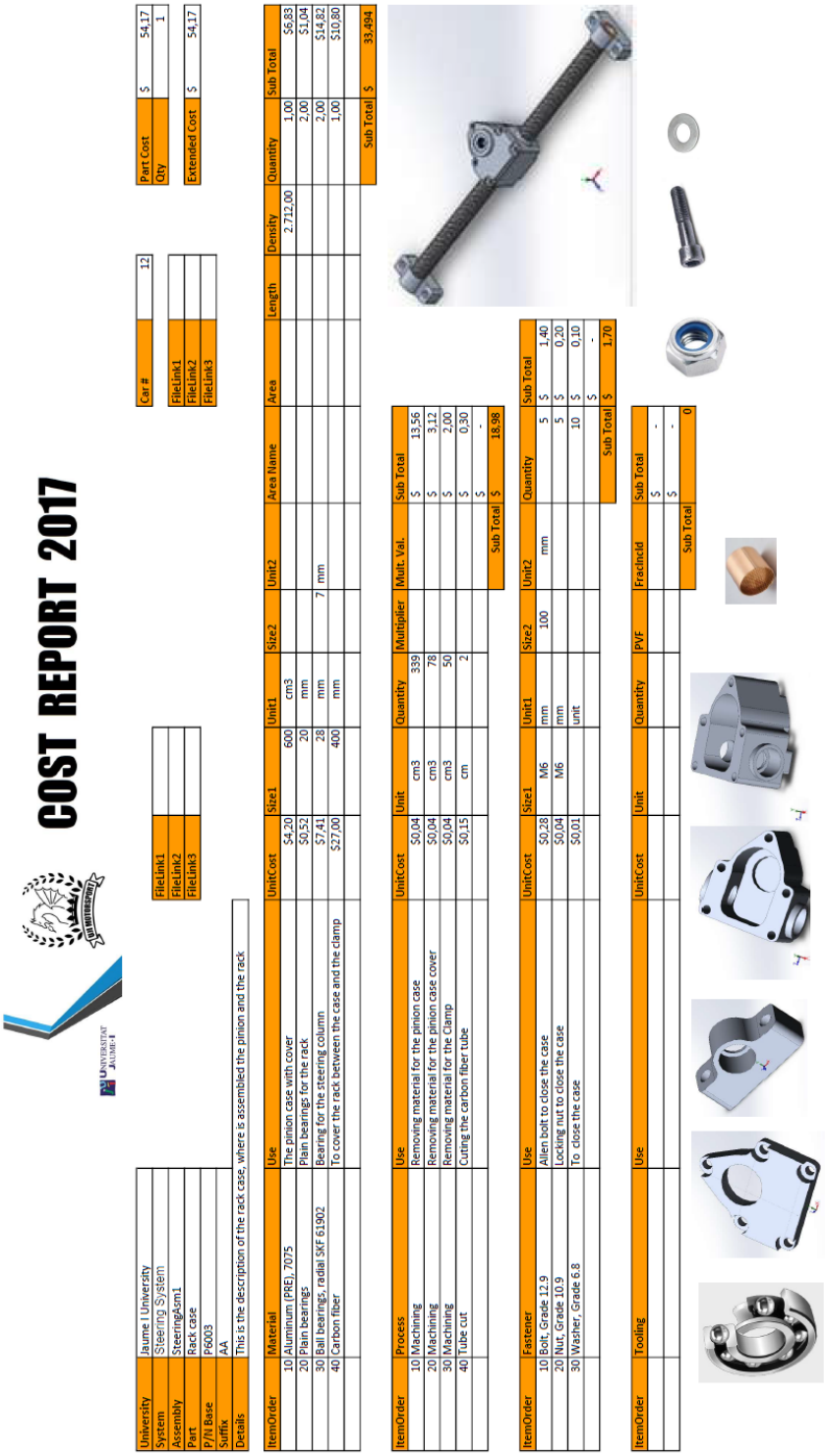
ItemOrder	Material	Use	UnitCost	Size1	Unit1	Size2	Unit2	Area Name	Area	Length	Density	Quantity	Sub Total
10	Pinion KHK SS1.5-20	Pinion of the steering	$18,74									1,00	$ 18,74
												Sub Total	$ 18,740

ItemOrder	Process	Use	UnitCost	Unit	Quantity	Multiplier	Mult. Val.	Sub Total
10	Machining	removing material for the shaft key	$0,04	cm3	0,25			$ 0,01
								$ -
							Sub Total	$ 0,01

ItemOrder	Fastener	Use	UnitCost	Size1	Unit1	Size2	Unit2	Quantity	Sub Total
10	Woodruff Key DIN6885 A 5x5x10	To fix the pinion to the steering column	$0,10	5	mm	10	mm	1	$ 0,10
								$ -
							Sub Total	$ 0,10

ItemOrder	Tooling	Use	UnitCost	Unit	Quantity	PVF	FracIncId	Sub Total
								$ -
							Sub Total	0

Imagen 3, Coste piñón



COST REPORT 2017

University	Jaume I University
System	Steering System
Assembly	SteeringAsm1
Part	Rack case
P/N Base	P6003
Suffix	AA
Details	This is the description of the rack case, where is assembled the pinion and the rack

FileLink1	
FileLink2	
FileLink3	

Car #	12

FileLink1	
FileLink2	
FileLink3	

Part Cost	$ 54,17
Qty	1
Extended Cost	$ 54,17

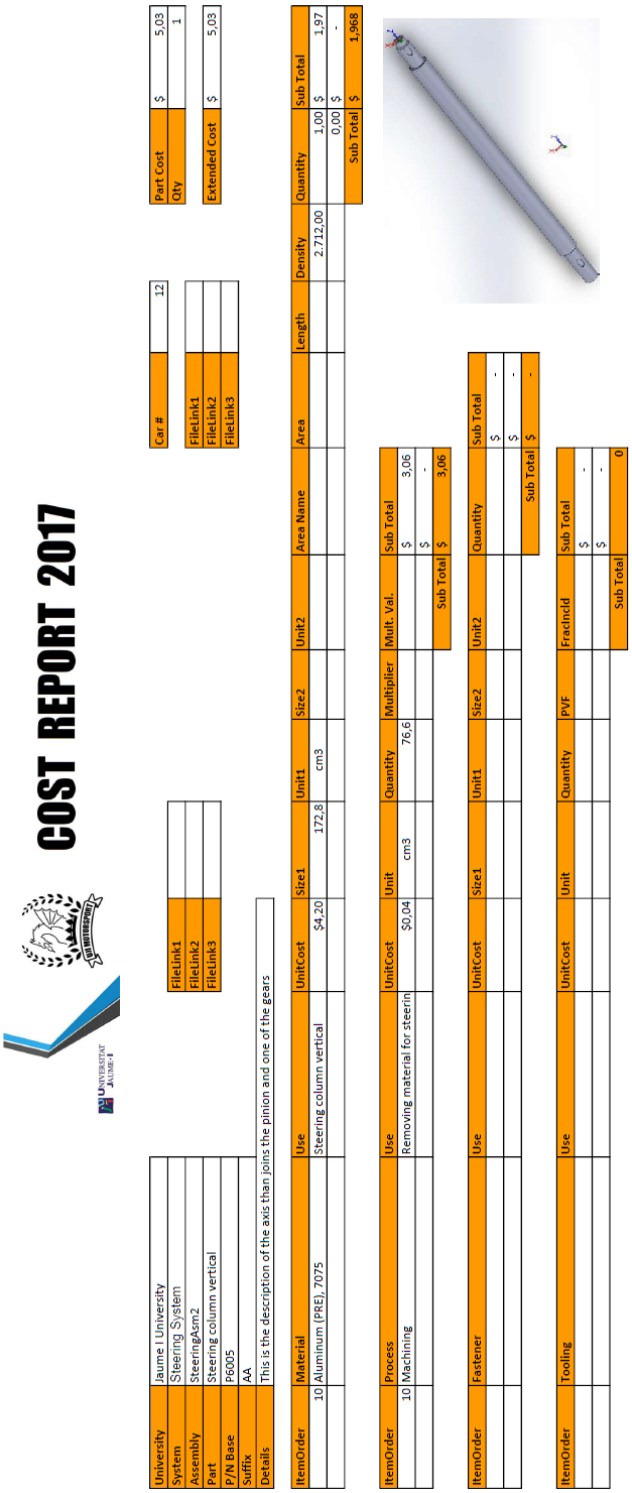
ItemOrder	Material	Use	UnitCost	Size1	Unit1	Size2	Unit2	Area Name	Area	Length	Density	Quantity	Sub Total
10	Aluminum (PRE), 7075	The pinion case with cover	$4,20	600	cm3						2.712,00	1,00	$6,83
20	Plain bearings	Plain bearings for the rack	$0,52	20	mm							2,00	$1,04
30	Ball bearings, radial SKF 61902	Bearing for the steering column	$7,41	28	mm	7	mm					2,00	$14,82
40	Carbon fiber	To cover the rack between the case and the clamp	$27,00	400	mm							1,00	$10,80
												Sub Total $	33,494

ItemOrder	Process	Use	UnitCost	Unit	Quantity	Multiplier	Mult. Val.	Sub Total
10	Machining	Removing material for the pinion case	$0,04	cm3	339			$ 13,56
20	Machining	Removing material for the pinion case cover	$0,04	cm3	78			$ 3,12
30	Machining	Removing material for the Clamp	$0,04	cm3	50			$ 2,00
40	Tube cut	Cuting the carbon fiber tube	$0,15	cm	2			$ 0,30
								$ -
							Sub Total	$ 18,98

ItemOrder	Fastener	Use	UnitCost	Size1	Unit1	Size2	Unit2	Quantity	Sub Total
10	Bolt, Grade 12.9	Allen bolt to close the case	$0,28	M6	mm	100	mm	5	$ 1,40
20	Nut, Grade 10.9	Locking nut to close the case	$0,04	M6	mm			5	$ 0,20
30	Washer, Grade 6.8	To close the case	$0,01		unit			10	$ 0,10
								$	-
							Sub Total	$ 1,70

ItemOrder	Tooling	Use	UnitCost	Unit	Quantity	PVF	Fractncld	Sub Total
							$	-
							$	-
							Sub Total	0

Imagen 4, Coste caja de dirección



COST REPORT 2017

University	Jaume I University	Car #	12
System	Steering System		
Assembly	SteeringAsm2		
Part	Steering column vertical		
P/N Base	P6005		
Suffix	AA		
Details	This is the description of the axis than joins the pinion and one of the gears		

FileLink1	
FileLink2	
FileLink3	

Part Cost	$ 5,03
Qty	1
Extended Cost	$ 5,03

FileLink1	
FileLink2	
FileLink3	

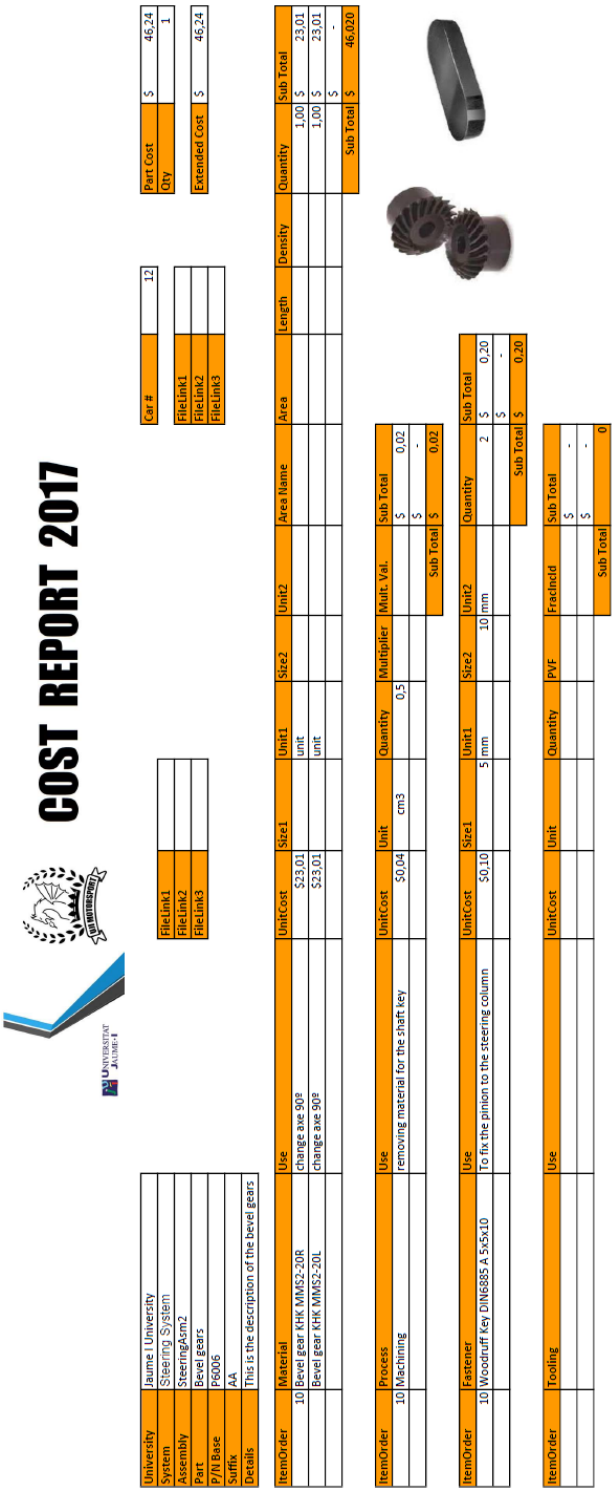
ItemOrder	Material	Use	UnitCost	Size1	Unit1	Size2	Unit2	Area Name	Area	Length	Density	Quantity	Sub Total
10	Aluminum (PRE), 7075	Steering column vertical	$4,20	172,8	cm3						2.712,00	1,00	$ 1,97
												0,00	$ -
												Sub Total	$ 1,968

ItemOrder	Process	Use	UnitCost	Unit	Quantity	Multiplier	Mult. Val.	Sub Total
10	Machining	Removing material for steerin	$0,04	cm3	76,6		$ 3,06	
							$ -	
							Sub Total	$ 3,06

ItemOrder	Fastener	Use	UnitCost	Size1	Unit1	Size2	Unit2	Quantity	Sub Total
									$ -
									$ -
								Sub Total	$ -

ItemOrder	Tooling	Use	UnitCost	Unit	Quantity	PVF	FracIncId	Sub Total
								$ -
								$ -
							Sub Total	0

Imagen 5, Coste columna dirección vertical



COST REPORT 2017

University	Jaume I University
System	Steering System
Assembly	SteeringAsm2
Part	Bevel gears
P/N Base	P6006
Suffix	AA
Details	This is the description of the bevel gears

FileLink1
FileLink2
FileLink3

Car #	12

FileLink1
FileLink2
FileLink3

Part Cost	$ 46,24
Qty	1
Extended Cost	$ 46,24

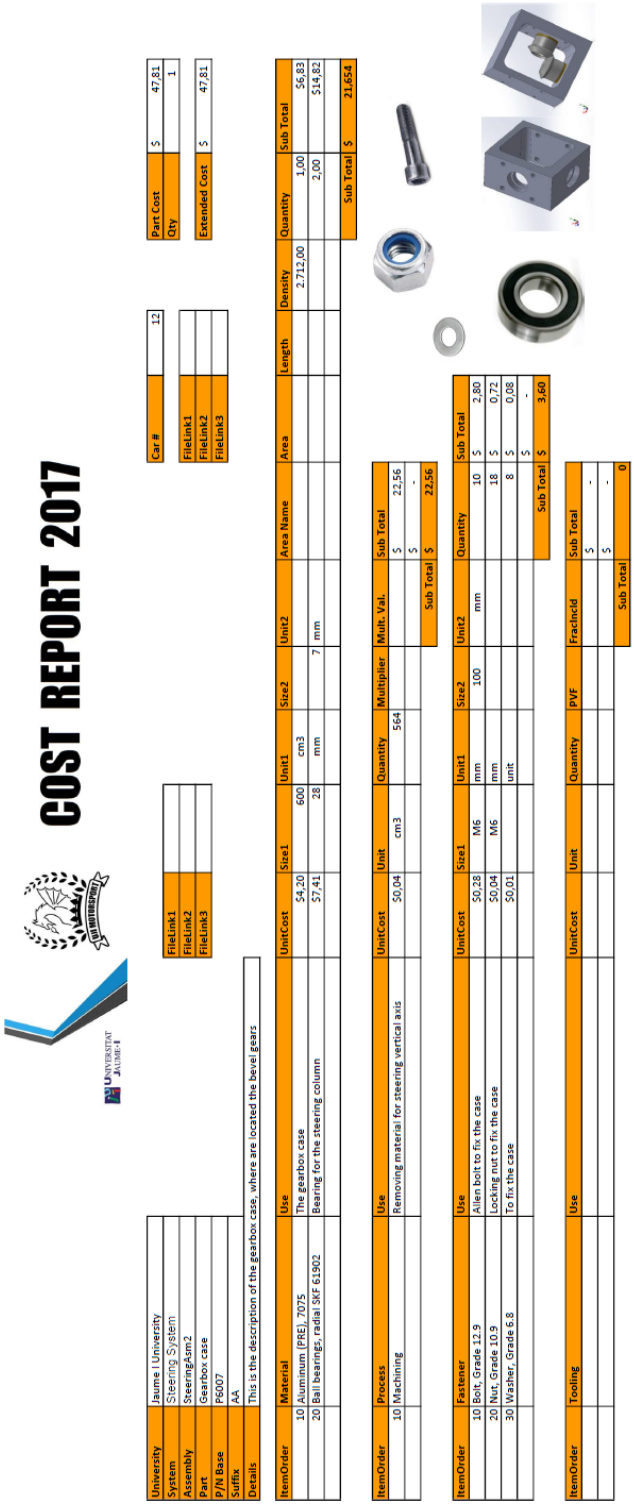
ItemOrder	Material	Use	UnitCost	Size1	Unit1	Size2	Unit2	Area Name	Area	Length	Density	Quantity	Sub Total
10	Bevel gear KHK MMS2-20R	change axe 90º	$23,01		unit							1,00	$ 23,01
	Bevel gear KHK MMS2-20L	change axe 90º	$23,01		unit							1,00	$ 23,01
												Sub Total	$ 46,020

ItemOrder	Process	Use	UnitCost	Unit	Quantity	Multiplier	Mult. Val.	Sub Total
10	Machining	removing material for the shaft key	$0,04	cm3	0,5			$ 0,02
								$ -
							Sub Total	$ 0,02

ItemOrder	Fastener	Use	UnitCost	Size1	Unit1	Size2	Unit2	Quantity	Sub Total
10	Woodruff Key DIN6885 A 5x5x10	To fix the pinion to the steering column	$0,10	5	mm	10	mm	2	$ 0,20
									$ -
								Sub Total	$ 0,20

ItemOrder	Tooling	Use	UnitCost	Unit	Quantity	PVF	FracIncId	Sub Total
								$ -
								$ -
							Sub Total	0

Imagen 6, Coste cónicos



COST REPORT 2017

University	Jaume I University
System	Steering System
Assembly	Steering-sm2
Part	Gearbox case
P/N Base	P6007
Suffix	AA
Details	This is the description of the gearbox case, where are located the bevel gears

FileLink1	
FileLink2	
FileLink3	

Car #	12

FileLink1	
FileLink2	
FileLink3	

Part Cost	$ 47,81
Qty	1
Extended Cost	$ 47,81

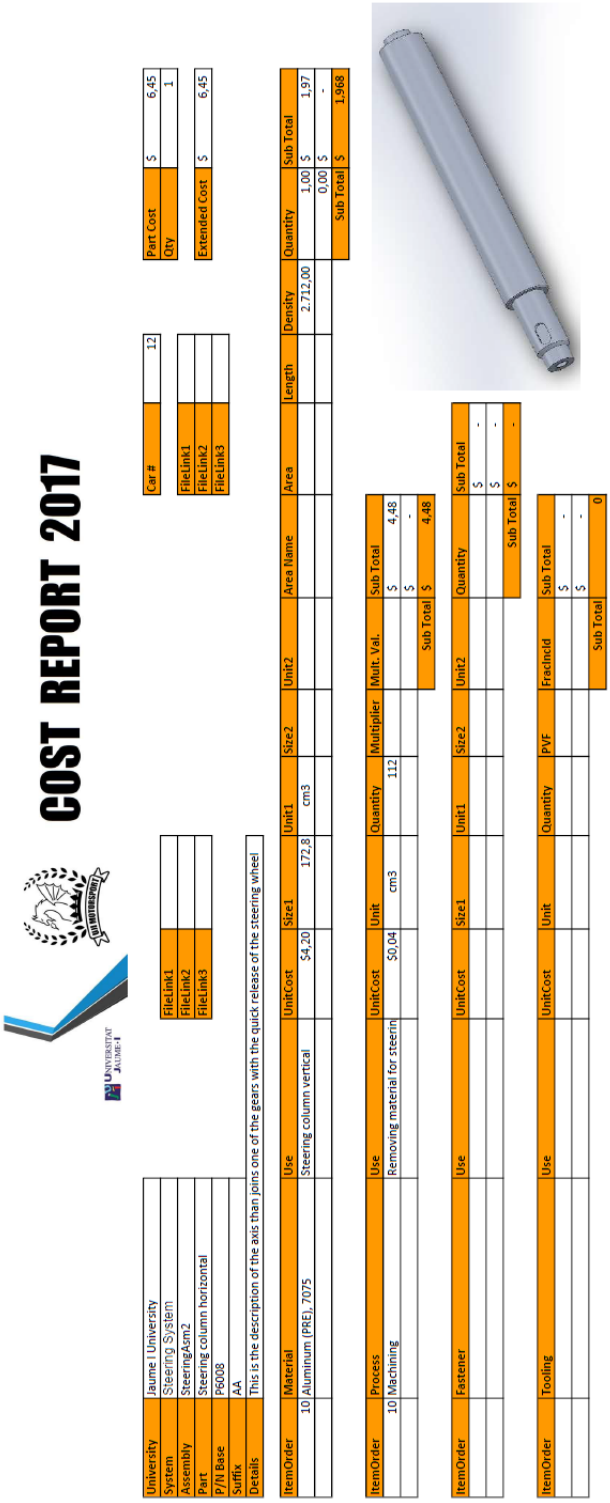
ItemOrder	Material	Use	UnitCost	Size1	Unit1	Size2	Unit2	Area Name	Area	Length	Density	Quantity	Sub Total
10	Aluminum (PRE), 7075	The gearbox case	$4,20	600	cm3						2.712,00	1,00	$6,83
20	Ball bearings, radial SKF 61902	Bearing for the steering column	$7,41	28	mm	7	mm					2,00	$14,82
												Sub Total	$ 21,654

ItemOrder	Process	Use	UnitCost	Unit	Quantity	Multiplier	Multi. Val.	Sub Total
10	Machining	Removing material for steering vertical axis	$0,04	cm3	564			$ 22,56
								$ -
							Sub Total	$ 22,56

ItemOrder	Fastener	Use	UnitCost	Size1	Unit1	Size2	Unit2	Quantity	Sub Total
10	Bolt, Grade 12.9	Allen bolt to fix the case	$0,28	M6	mm	100	mm	10	$ 2,80
20	Nut, Grade 10.9	Locking nut to fix the case	$0,04	M6	mm			18	$ 0,72
30	Washer, Grade 6.8	To fix the case	$0,01		unit			8	$ 0,08
									$ -
								Sub Total	$ 3,60

ItemOrder	Tooling	Use	UnitCost	Unit	Quantity	PVF	FracIncid	Sub Total
								$ -
								$ -
							Sub Total	0

Imagen 7, Coste caja cónicos



COST REPORT 2017

University	Jaume I University
System	Steering System
Assembly	SteeringAsm2
Part	Steering column horizontal
P/N Base	P6008
Suffix	AA
Details	This is the description of the axis than joins one of the gears with the quick release of the steering wheel

FileLink1	
FileLink2	
FileLink3	

Car #	12

FileLink1	
FileLink2	
FileLink3	

Part Cost	$ 6,45
Qty	1

Extended Cost	$ 6,45

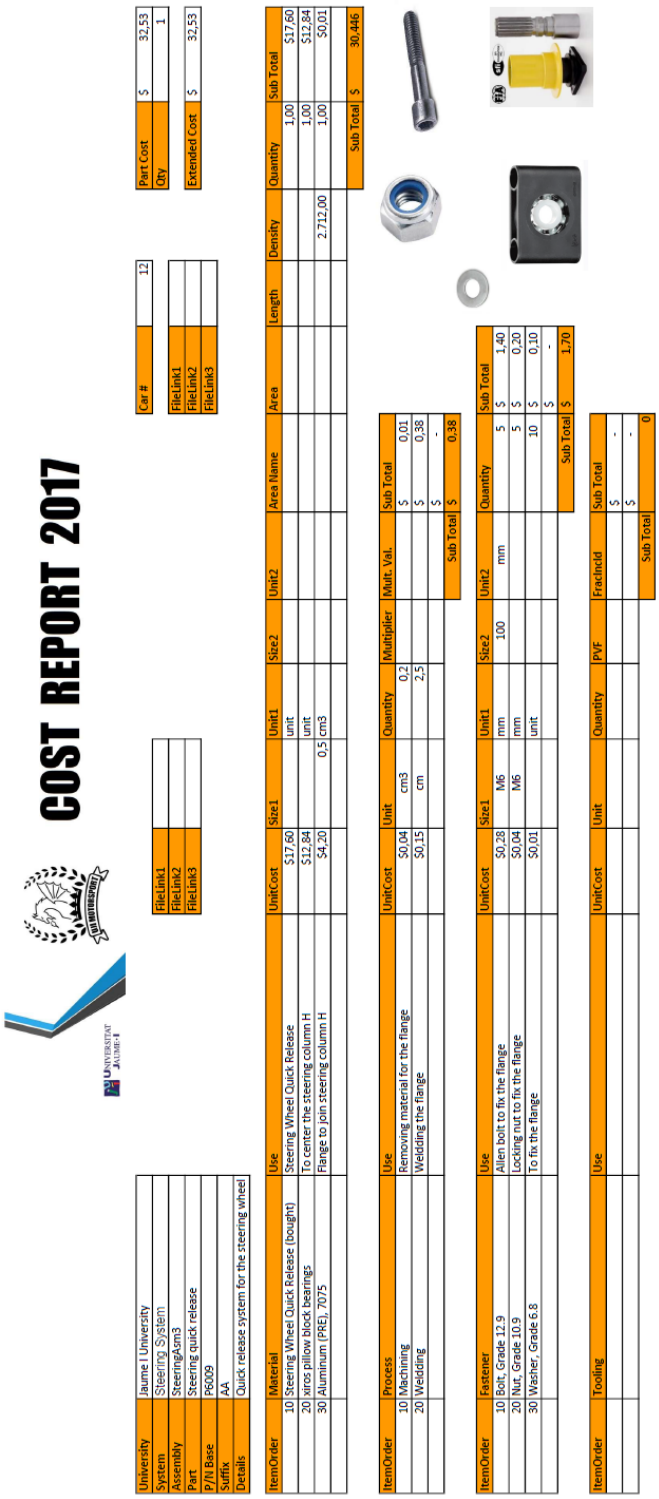
ItemOrder	Material	Use	UnitCost	Size1	Unit1	Size2	Unit2	Area Name	Area	Length	Density	Quantity	Sub Total
10	Aluminum (PRE), 7075	Steering column vertical	$4,20	172,8	cm3						2.712,00	1,00	$ 1,97
												0,00	$ -
												Sub Total	$ 1,968

ItemOrder	Process	Use	UnitCost	Unit	Quantity	Multiplier	Mult. Val.	Sub Total
10	Machining	Removing material for steerin	$0,04	cm3	112			$ 4,48
								$ -
							Sub Total	$ 4,48

ItemOrder	Fastener	Use	UnitCost	Size1	Unit1	Size2	Unit2	Quantity	Sub Total
								$	-
								$	-
							Sub Total	$	-

ItemOrder	Tooling	Use	UnitCost	Unit	Quantity	PVF	FracIncld	Sub Total
								$ -
								$ -
							Sub Total	$ 0

Imagen 8, Coste columna dirección horizontal



COST REPORT 2017

University	Jaume I University
System	Steering System
Assembly	SteeringAsm3
Part	Steering quick release
P/N Base	P6009
Suffix	AA
Details	Quick release system for the steering wheel

Car #	12
FileLink1	
FileLink2	
FileLink3	

Part Cost	$ 32,53
Qty	1
Extended Cost	$ 32,53

ItemOrder	Material	Use	UnitCost	Size1	Unit1	Size2	Unit2	Area Name	Area	Length	Density	Quantity	Sub Total
10	Steering Wheel Quick Release (bought)	Steering Wheel Quick Release	$17,60		unit							1,00	$17,60
20	xircs pillow block bearings	To center the steering column H	$12,84		unit							1,00	$12,84
30	Aluminum (PRE), 7075	Flange to join steering column H	$4,20	0,5	cm3						2.712,00	1,00	$0,01
												Sub Total	$ 30,446

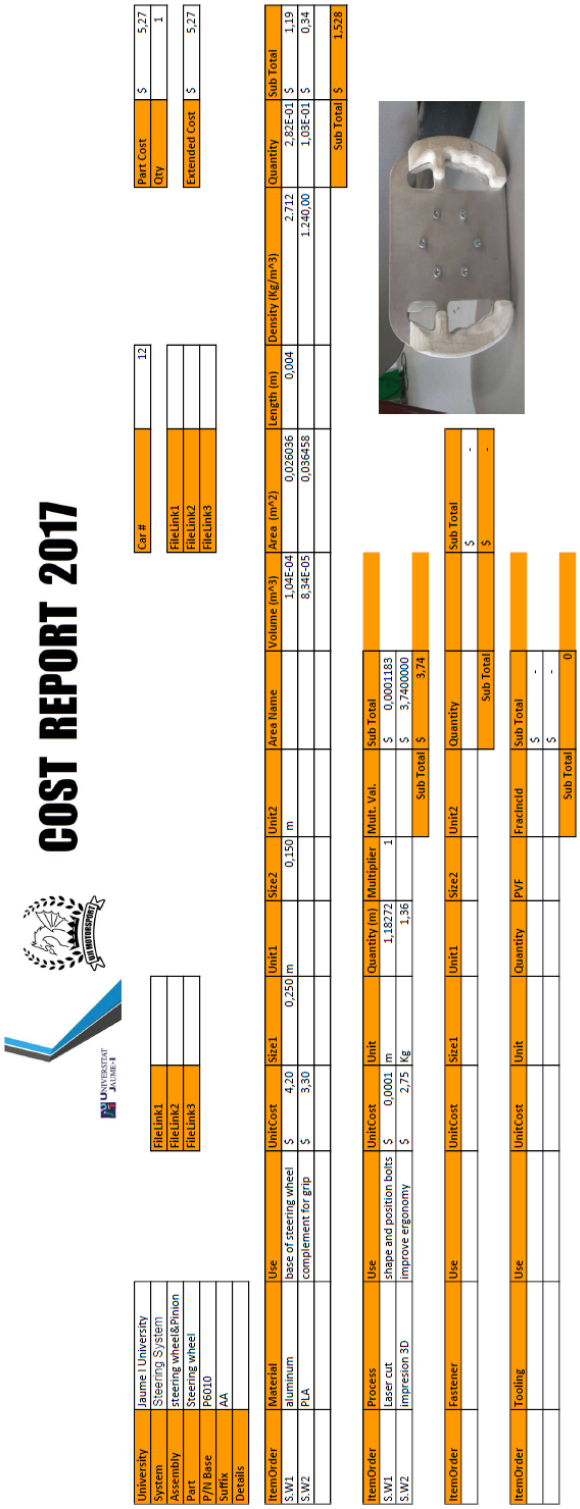
FileLink1
FileLink2
FileLink3

ItemOrder	Process	Use	UnitCost	Unit	Quantity	Multiplier	Mult. Val.	Sub Total
10	Machining	Removing material for the flange	$0,04	cm3	0,2			$ 0,01
20	Welding	Welding the flange	$0,15	cm	2,5			$ 0,38
								$ -
							Sub Total	$ 0,38

ItemOrder	Fastener	Use	UnitCost	Size1	Unit1	Size2	Unit2	Quantity	Sub Total
10	Bolt, Grade 12.9	Allen bolt to fix the flange	$0,28	M6	mm	100	mm	5	$ 1,40
20	Nut, Grade 10.9	Locking nut to fix the flange	$0,04	M6	mm			5	$ 0,20
30	Washer, Grade 6.8	To fix the flange	$0,01		unit			10	$ 0,10
									$ -
								Sub Total	$ 1,70

ItemOrder	Tooling	Use	UnitCost	Unit	Quantity	PVF	FracIncld	Sub Total
								$ -
								$ -
							Sub Total	0

Imagen 9, Coste sistema de extracción



COST REPORT 2017

University	Jaume I University
System	Steering System
Assembly	steering wheel&Pinion
Part	Steering wheel
P/N Base	P6010
Suffix	AA
Details	

FileLink1
FileLink2
FileLink3

Car #	12

FileLink1
FileLink2
FileLink3

Part Cost	$	5,27
Qty		1
Extended Cost	$	5,27

ItemOrder	Material	Use	UnitCost	Size1	Unit1	Size2	Unit2	Area Name	Volume (m^3)	Area (m^2)	Length (m)	Density (Kg/m^3)	Quantity	Sub Total
S.W1	aluminum	base of steering wheel	$ 4,20	0,250	m	0,150	m		1,04E-04	0,026036	0,004	2,712	2,82E-01	$ 1,19
S.W2	PLA	complement for grip	$ 3,30						8,34E-05	0,036458		1,240,00	1,03E-01	$ 0,34
													Sub Total	$ 1,528

ItemOrder	Process	Use	UnitCost	Unit	Quantity (m)	Multiplier	Mult. Val.	Sub Total
S.W1	Laser cut	shape and position bolts	$ 0,0001	m	1,18272	1		$ 0,0001183
S.W2	impresion 3D	improve ergonomy	$ 2,75	Kg	1,36			$ 3,7400000
							Sub Total	$ 3,74

ItemOrder	Fastener	Use	UnitCost	Size1	Unit1	Size2	Unit2	Quantity	Sub Total
									$ -
								Sub Total	$ -

ItemOrder	Tooling	Use	UnitCost	Unit	Quantity	PVF	FracIncId	Sub Total
								$ -
								$ -
							Sub Total	0

Imagen 10, Coste volante

3.- Resumen del Coste de fabricación:

Finalmente, el coste final de fabricación y ensamblaje según la organización es de 310,43 dólares. Tal y como se aprecia en la siguiente imagen 11 donde se indica el coste global del monoplaza.

Cost Summary Basics

for: **Jaume I University**
Car # 12

Area Totals	Materials	Processes	Fasteners	Tooling	Total
Brake System	$ 404,69	$ 17,18	$ 8,77	$ -	$ 430,64
Engine & Drivetrain	$ 2.490,62	$ 389,95	$ 81,19	$ 3.400,00	$ 6.361,75
Frame & Body	$ 4.138,31	$ 2.251,39	$ 62,56	$ -	$ 6.452,26
Instruments & Wiring	$ 691,73	$ 77,14	$ -	$ -	$ 768,87
Miscellaneous, Fit & Finish	$ 153,83	$ 5,90	$ 2,22	$ -	$ 161,95
Steering System	$ 247,18	$ 54,67	$ 8,38	$ 0,20	$ 310,43
Suspension & Shocks	$ 1.082,55	$ 1.279,18	$ 263,82	$ -	$ 2.625,55
Wheels & Tires	$ 1.420,00	$ -	$ -	$ -	$ 1.420,00
Total Vehicle	$ 10.628,89	$ 4.075,40	$ 426,94	$ 3.400,20	$ 18.531,44

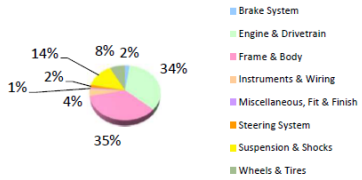


Imagen 11, Coste total monoplaza 2017

Como el cambio de divisas es muy variable porque se relaciona con el mercado de valores consideraremos una equivalencia irreal entre el dólar y el euro.

$$1\ €\ euro = 1\ USD\ dólar$$

Por lo tanto, nuestro coste de fabricación seria de 310,43 € euros.

Aparentemente el resultado es bastante claro, la diferencia entre comprar y fabricar se aprecia en la siguiente tabla 3 y es:

	Coste sistema dirección	Vehículos	TOTAL
COMPRADO	2900 €	50	145000 €
FABRICADO	310,43 €	50	15521,50 €

Tabla 3, Comparación de costes.

4.- Calculo de índices VAN y TIR:

Antes de comenzar el análisis cabe indicar que se ha considerado no incluir el TIR y el VAN en la memoria dada la naturaleza de prototipo único del proyecto en sí. En este apartado se va a realizar un estudio de rentabilidad económica, considerando una situacion totalmente simulada.

Observando los datos contemplados en apartados anteriores, parece obvio que sale mucho más rentable fabricar el sistema que comprarlo, no obstante, vamos a realizar un estudio de rentabilidad más científico:

Cada temporada se construye un prototipo nuevo para competir en el certamen de Formula Student, consideramos que esta serie de 50 vehículos se venden en un solo año para competir en un certamen monomarca. Todos los monoplazas se venden con nuestro sistema instalado, nuestra inversión es el dinero que tenemos que aportar para fabricarlo, 15.521,50 euros. Y el sistema se vende por su valor de mercado que en total serían 145.000 euros.

El VAN o Valor Actual Neto, se conoce a esta herramienta financiera como la diferencia entre el dinero que entra a la empresa y la cantidad que se invierte en un mismo producto para ver si realmente es un producto (o proyecto) que puede dar beneficios a la empresa.

El VAN cuenta con una tasa de interés que es la que se usa para actualizarse constantemente. Dicha tasa de corte, la da la persona que va a evaluar dicho proyecto y que se hace en conjunto con las personas que van a invertir.

La tasa de interés del VAN puede ser:

- El interés que se tenga en el mercado. Lo que se hace es tomar una tasa de interés a largo plazo que se puede sacar fácilmente del mercado actual.
- La tasa en la rentabilidad de una empresa. El tipo de interés que se marque en ese momento, dependerá de cómo se financie la inversión. Cuándo se hace con capital que otra persona ha invertido, entonces la tasa de corte refleja el costo de capital ajeno. Cuando se hace con capital propio, este tiene un coste directo para la empresa, pero le da rentabilidad al accionista
- Cuando la tasa es elegida por el inversor. Ésta puede ser una tasa cualquier a su elección. Normalmente se lleva a cabo con la rentabilidad mínima que el inversor pretende tener y siempre estará por debajo de la cantidad en la que vaya a efectuar la inversión. Si el inversionista quiere una tasa que refleje el costo de oportunidad, la persona deja de percibir dinero para invertir en un proyecto determinado.

Por medio del VAN se puede saber si un proyecto es viable o no antes de comenzar a llevarlo a cabo y además, dentro de las opciones de un mismo proyecto, nos permite saber cuál es el más rentable de todos o cual es la opción que más nos conviene.

$$\boldsymbol{VAN = -FC_0 + \sum_{i=0}^{n} \frac{FCi}{(1+r)^i} = -FC_0 + \frac{FC_1}{(1+r)^1} + \frac{FC_2}{(1+r)^2} + \cdots + \frac{FC_n}{(1+r)^n}}$$

En nuestro caso, al tratarse únicamente de un año, n es igual a 1.

La inversión inicial es fabricar el sistema para los 50 vehículos, “FCo” equivale a una cantidad de 15521,50 euros.

Respecto al coste de oportunidad o tasa de interés “r”, suponemos un coste de oportunidad muy malo, extremadamente alto del 100%.

$$VAN = -15521{,}50 + \frac{145000}{1+1} = 56.978{,}50\ euros \gg 0\ RENTABLE!!$$

Ahora calcularemos el TIR o "Tasa Interna de Retorno", que sería el tipo de interés en el que el VAN se hace cero. Si el TIR es alto, estamos ante un proyecto empresarial rentable, que supone un retorno de la inversión equiparable a unos tipos de interés altos que posiblemente no se encuentren en el mercado. Sin embargo, si el TIR es bajo es que nuestra inversión no es muy rentable.

$$\mathbf{0} = -\boldsymbol{FC_0} + \sum_{\boldsymbol{i=0}}^{\boldsymbol{n}} \frac{\boldsymbol{FCi}}{(\mathbf{1}+\boldsymbol{TIR})^{\boldsymbol{i}}}$$
$$= -\boldsymbol{FC_0} + \frac{\boldsymbol{FC_1}}{(\mathbf{1}+\boldsymbol{TIR})^{\mathbf{1}}} + \frac{\boldsymbol{FC_2}}{(\mathbf{1}+\boldsymbol{TIR})^{\mathbf{2}}} + \cdots + \frac{\boldsymbol{FC_n}}{(\mathbf{1}+\boldsymbol{TIR})^{\boldsymbol{n}}}$$

En nuestro caso, al tratarse únicamente de un año, n es igual a 1.

$$0 = -15521{,}50 + \frac{145000}{1+TIR}$$

$$0 = -15521{,}50 - 15521{,}50 \cdot TIR + 145000$$

$$TIR = \frac{145000 - 15521{,}50}{15521{,}50} = 8{,}34 = 834\%$$

Como el TIR nos ha salido mayor que "r", el negocio es muy rentable, algo que ya era previsible dada la diferencia de precio entre fabricar o comprar.